

EESTI MAAÜLIKOOL

Tehnikainstituut



Marten Noorem

PNEUMOSÕIDUKI JÕUÜLEKANDE PROJEKT

PNEUMATIC VEHICLE POWER TRANSMISSION PROJECT

Magistritöö

Tootmistehnika erialal

Juhendaja: lektor Aare Aan, *PhD*

Tartu 2017

SISUKOKKUVÕTE

Eesti Maaülikool Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Magistritöö lühikokkuvõte	
Autor: Marten Noorem		Õppekava: Tootmistehnika	
Lehekülgi: 83	Jooniseid: 28	Tabeleid: 2	Lisasid: 4
Pealkiri: Pneumosõiduki jõuülekande projekt			
<p>Osakond: Põllundus- ja tootmistehnika</p> <p>Uurimisvaldkond:</p> <p>ETIS teadusvaldkond: 4. Loodusteadused ja tehnika</p> <p>ETIS teaduseriala: 4.14. Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine</p> <p>ERCS teaduseriala: T280</p> <p>Juhendaja: Dr. Aare Aan</p> <p>Kaitsmise koht ja -aasta: Eesti Maaülikool</p> <p>Kreutzwaldi 1, Tartu 51014, 2017</p>			
<p>Magistritöö „Pneumosõiduki jõuülekande projekt“, käsitleb rakenduskõrghariduse lõputöö „Pneumaatilise radiaalmootori projekt“ raames loodud pneumaatilist radiaalmootorit ning selle edasiarendust. Magistritöö eesmärk on parandada rakenduskõrghariduse lõputöö raames valminud ajamit, samal ajal eksperimenteerides ebastandardsete meetoditega jõuülekannete vallas. Magistritöö käigus projekteeritakse ja koostatakse komplektne ajam mis koosneb mootorist, käigukastis ning lõppülekandest koos vedava sillaga. Käigukastis kasutatud vesilõikusega toodetud mooduliga üks hammasrattad töötavad hästi ning selle meetodi abil valmistatud detaile võib kasutada vähese täpsusega süsteemides või keskmise täpsusega süsteemides prototüüp kehadena. Täiendavaid uuringuid on tarvis läbi viia erinevate materjalide, paksuste ning moodulite kohta.</p>			
Märksõnad: Radiaalmootor, pneumosõiduk, planetaarkäigukast, pneumaatika.			

ABSTRACT

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Master's Thesis	
Author: Marten Noorem		Speciality: Production Engineering	
Pages: 83	Figures: 28	Tables: 2	Appendixes: 4
Title: Pneumatic vehicle power transmission project			
<p>Department: Agricultural and Production Engineering</p> <p>Field of research:</p> <p>ETIS category: 4. Natural Sciences and Engineering</p> <p>ETIS speciality: 4.14. Industrial Engineering and Management</p> <p>CERCS speciality: T280</p> <p>Supervisor: Dr. Aare Aan</p> <p>Place and date: Estonian University of Life Sciences</p> <p>Kreutzwaldi 1, Tartu 51014, 2017</p>			
<p>Master's thesis „Pneumatic vehicle power transmission project” focuses on the pneumatic radial motor and its advancement from professional higher education thesis “Pneumatic radial motor project”. The purpose of the master's thesis is to improve the drivetrain while also experimenting with non-standardized solutions in the power transmission subject. The methods of the master's thesis are: creating theories and testing them. During the master's thesis project, a complete drivetrain, which consists of motor, planetary gearbox and final drive with driving axle, is designed and assembled. Abrasive water jet cut gears in the planetary gearbox work well and this method can be used in low demanding drivetrains as well as in low or medium demanding drivetrains as a prototype part. Additional research is needed about different materials, thicknesses and gear modules.</p>			
Keywords: Radial motor, pneumatic vehicle, planetary gearbox, pneumatics.			

SISUKORD

SISUKOKKUVÕTE.....	2
ABSTRACT.....	3
SISUKORD.....	4
TÄHISED JA LÜHENDID.....	6
SISSEJUHATUS.....	11
1. TÖÖ EESMÄRK JA ÜLESANDED.....	12
1.1 Töö eesmärk	12
1.2 Nõuded	12
1.3 Versiooni 1 puudused	13
1.4 Versiooni 2 kontseptsioon	13
1.5 Versiooni 3 kontseptsioon	13
2. AJAMIARVUTUS	15
2.1 Ajami projekteerimise tingimused	15
2.1.1 Veeretakistus	15
2.1.2 Õhutakistus.....	16
2.1.3 Inertsjõud.....	17
2.1.5 Summaarne takistav jõud	18
2.1.6 Takistav pöördemoment	18
2.2 Mootori arvutus.....	19
2.3 Ülekande arvutus.....	23
2.4 Planetaarkäigukasti hammaste tugevusarvutus	27
3. Ajam	39
3.1 Pneumaatiline radiaalmootor – versioon 1	39
3.2 Pneumaatiline radiaalmootor – versioon 2.....	40
3.3 Pneumaatiline radiaalmootor – versioon 3.....	42
3.4 Pneumaatiliselt opereeritav planetaarkäigukast – versioon 1	44
3.5 Käigukasti hammasrattad	46
3.6 Käigukasti käiguvahetus süsteem – versioon 1	48
3.7 Käigukasti analüüs – versioon 1.....	49
3.8 Pneumaatiliselt opereeritav planetaarkäigukast – versioon 2	51
3.9 Käigukasti käiguvahetussüsteem – versioon 2.....	52
3.10 Käigukasti analüüs – versioon 2.....	53
3.11 Lõppülekanne – versioon 2	54

3.12	Lõppülekanne – versioon 3	56
3.13	Komplektne jõuülekanne – versioon 2.....	59
3.14	Komplektne jõuülekanne – versioon 3.....	60
KOKKUVÕTE		62
SUMMARY		63
KASUTATUD KIRJANDUS.....		64
LISAD.....		65
Lisa A. Lihtlitsents.....		66
Lisa B. Pneumobiil T1		67
Lisa C. Pneumoskeem.....		69
Lisa D. Tehnilised joonised.....		70

TÄHISED JA LÜHENDID

A	–	masina otsvaate pindala m^2 ;
a	–	kiirendus m/s^2 ;
a_ω	–	algringjoonte telgede vahe mm;
b_ω	–	hammasratta aktiivpinna laius mm;
c	–	hambumuses olevate hammasrataste paaride arv;
C_d	–	õhutakistuse koefitsient;
c_i	–	silindrimaht sisse liikumisel l;
c_o	–	silindrimaht välja liikumisel l;
C_{rr}	–	veerehõõrde koefitsient mm;
D	–	silindri läbimõõt mm;
d	–	silindrivarre läbimõõt mm;
d_r	–	rattaläbimõõt mm;
F_a	–	inertsjõud N;
F_r	–	summaarne takistav jõud N;
F_{ve}	–	veeretakistus N;
$F_{\dot{\theta}hk}$	–	õhutakistus N;
g	–	raskuskiirendus m/s^2 ;
H	–	kaashambapindade kujutegur (surve nurk 20°);
H_{HB}	–	Brinelli kõvadusearv;
i_3	–	planetaarkäigukasti kolmanda käigu ülekandearv;
i_k	–	kogu ülekandearv;
i_m	–	ülekandearv mootorist planetaarkäigukasti;

i_{tl}	–	tagumise silla ülekandearv kiire käigu puhul;
K_{Fc}	–	hammaste kahepoolset koormamist arvestav tegur;
K_{Fd}	–	tugevdustegur;
K_{Fg}	–	siirdepinna lihvimist arvestav tegur;
K_{FL}	–	ea tegur;
K_{Fv}	–	paindeväsimuse dünaamikategur;
K_{Fx}	–	hammaste mõõtmategur;
K_{Fa}	–	koormuse jaotumise tegur;
$K_{F\beta}$	–	koormuse kontsentratsiooni tegur paindeväsimuse korral;
K_{HL}	–	ea tegur;
K_{Hv}	–	kontaktväsimuse dünaamikategur;
K_{Hx}	–	rattamõõtetegur;
K_{Ha}	–	koormuse jaotumise tegur;
$K_{H\beta}$	–	koormuse kontsentratsiooni tegur kontaktväsimuse korral;
l	–	silindri kõik mm;
m	–	masina ja piloodi mass kg;
m_o	–	hammasratta moodul mm;
M_a	–	silindri välja liikumisel tekkiv pöördemoment Nm;
M_b	–	silindri sisse liikumisel tekkiv pöördemoment Nm;
M_k	–	nelja silindri kombineeritud pöördemoment töötsüklis Nm;
M_m	–	nelja silindri kombineeritud pöördemoment töötsüklis Nm;
M_r	–	takistav pöördemoment Nm;
M_s	–	satelliithammasrattale mõjuv pöördemoment Nm;

n	–	täpsusaste hambuvussujuvuse alusel;
N_i	–	pingetsüklite arv;
N_m	–	mootori maksimaalne optimaalne pöörlemise sagedus p/min;
N_s	–	maksimaalne optimaalne pöörlemise sagedus p/min;
p	–	töörõhk bar;
r_r	–	ratta raadius m;
r_s	–	satelliithammasratta raadius mm;
$r_{\delta lg}$	–	väntvõlli raadius mm;
S''_F	–	osategur valtstoorikutele;
S'_F	–	purunematust arvestav osategur;
S_H	–	varutegur;
S_k	–	vahemaa, mille kestel kiirendus toimub m;
Z_m	–	teras hammasrataste mehaaniliste omaduste tegur $\sqrt{\text{MPa}}$;
z_p	–	südamikhammasratta hammaste arv;
Z_R	–	pinnakaredus tegur;
z_r	–	võru hammaste arv;
z_s	–	satelliithammasrataste hammaste arv;
z_{t2}	–	tagumisel sillal asetseva ketiratta hammaste arv, ühikuta;
z_{t2}	–	tagumisel sillal asetseva ketiratta hammaste arv;
Z_v	–	kiirustegur;
Z_e	–	kontaktjoone kogupikkustegur;
t_m	–	ajami tööaeg h;
u	–	ülekande arv;

u_{vs}	–	ülekanne arv võru ning satelliithammasratta vahel;
v	–	kiirus m/s;
v_F	–	dünaamilise paindeväsimuse lisaliige;
v_H	–	dünaamilise kontaktväsimuse lisaliige;
v_{max}	–	tingimustes kajastatud maksimaalne kiirus m/s;
v_s	–	satelliithammasratta pöörlemise kiirus m/s;
Y_F	–	kujutegur;
Y_S	–	hamba mõõtmategur;
Y_β	–	kaldetegur;
δ_H	–	ülekanделиiki ja hammaste aktiivpinna kõvadust arvestav tegur;
μ_c	–	pneumaatiliste silindrite kasutegur;
μ_h	–	hammasülekande kasutegur;
μ_k	–	kettülekande kasutegur;
μ_l	–	laagrite kasutegur;
ρ	–	õhutihedus kg/m ³ ;
σ_F	–	paindepinge arvutuse tulemus MPa;
σ_{Fk}	–	paindepinge kontrollarvutuse tulemus MPa;
σ_{Flim}	–	paindeväsimuse piir N/mm ² ;
σ_H	–	kontaktpinge arvutuse tulemus MPa;
σ_{Hk}	–	kontaktpinge kontrollarvutuse tulemus MPa;
σ_{Hlim}	–	kontaktväsimuse piir N/mm ² ;
φ	–	pöördenurk radiaan;
ω_{Hv}	–	dünaamiline eriringjõud kontaktväsimuse korral;
ω_k	–	käigukasti nurkkiirus rad/s;

- ω_{kl} – käigukasti väljundnurkkiirus rad/s;
- ω_p – käigukasti südamikhammasratta nurkkiirus rad/s;
- ω_s – satelliithammasratta nurkkiirus rad/s;
- ω_{tH} – eriringjõu kontaktväsimus N/mm.

SISSEJUHATUS

Käesolev magistriastme lõputöö on edasiarendus 2015. aastal valminud rakenduskõrghariduse lõputööst „Pneumaatilise radiaalmootori projekt“, mille käigus arendati ning koostati pneumaatiline radiaalmootor „VIII. International Aventics Pneumobile Competition“ võistluse tarbeks. Käesoleva töö raames käsitletakse ajamist kahte valminud versiooni .

Käesoleva töö käigus on parandatud eelneva töö käigus ilmnenud tehnilised probleemid; paranenud on arusaam suruõhust kui energia allikast; täiustatud ning täpsustatud arvutusmetoodikat; optimeeritud mootori elemente.

Käesolevas töös käsitletakse elemente mootori väntvõllist kuni vedavate ratasteni.

Võistlusmasin, millele ajam paigaldati, on võitnud „International Aventics Pneumobile Competition“ raames auhinnad:

1. Konstruktsiooni kategooria 3. koht – 2015
2. Konstruktsiooni kategooria 2. koht – 2016
3. Konstruktsiooni kategooria 1. koht – 2017

Ajami projekteerimise ja valmistamise põhietapid:

1. varasema ajami puuduste selgitamine;
2. ajami arvutus;
3. ajami mudeli loomine;
4. ajami koostamine;
5. ajami katsetamine võistlussõiduki Technics 1 peal;
6. ajami puuduste selgitamine ning soovitude tegemine parandamiseks.

Töö koosneb kolmest põhijaotisest. Esimeses põhijaotis on kirjeldatud projekteerimise piiravad tegurid ning nõuded, ühtlasi ka esimese versiooni ajami puudused. Teises põhijaotises on ajami arvutus ning kolmandas põhijaotises ajami koostamine.

1. TÖÖ EESMÄRK JA ÜLESANDED

1.1 Töö eesmärk

Töö eesmärgiks on edasi arendada töötavat pneumaatilist radiaalmootorit ning selle ülekannet kuni vedavate ratasteni lahendades samal ajal varasemalt selginenud probleemseid sõlmi.

Töö eesmärgi täitmiseks on püstitatud järgmised ülesanded:

1. Konstruktsiooni puuduste väljaselgitamine.
2. Ajami arvutuste kontrollimine ning uue metoodika kasutamine.
3. Võistlusreeglite läbitöötamine (uuendused reeglites).
4. Pneumaatikaalase informatsiooniga tutvumine.
5. Esialgse parandatud ajamimudeli loomine.
6. Ajami lõplik modelleerimine ning tööjooniste tegemine.
7. Ajami detailide valmistamine/tellimine.
8. Ajami koostamine ning katsetamine.
9. Järelduste tegemine.

1.2 Nõuded

Ajami projekteerimist piiravad võistlusel „X. International Aventics Pneumobile Competition“ ette antud reeglid [1]:

1. peab kasutama võistluste korraldaja – Aventics – pneumaatilisi komponente;
2. lineaarne liikumine tuleb muuta pöördliikumiseks;
3. maksimaalne silindrite arv on 4;
4. maksimaalne süsteemi töö rõhk 10 baari;
5. maksimaalne silindrite läbimõõt 100 mm;
6. maksimaalne puhveranumate suurus on kokku 60l;
7. maksimaalne kasutatav energia: 10l lämmastikku, 200 baari.

1.3 Versiooni 1 puudused

Rakenduskõrghariduse lõputöö raames valmistatud radiaalmootor oli koostatud piiratud teadmiste põhjal pneumaatika ning masinamehaanika valdkonnas ning seetõttu on tarvis teha arendustööd järgnevate puuduste likvideerimisel:

1. soovitud tulemustele vastava käigukasti loomine;
2. pneumaatikaahela optimeerimine;
3. mootori detailide optimeerimine (mass);
4. juhtloogika täiustamine.

1.4 Versiooni 2 kontseptsioon

Pneumaatilise radiaalmootori ajami teise versiooni kontseptsioon perioodil sügis 2015 – kevad 2016:

1. Projekteerida tingimustele sobiv planetaarkäigukast.
2. Kasutada lõppüleandes horisontaalliikumise muutmiseks vertikaalseks liikumiseks ümarrihm ülekannet.
3. Mootori detailide optimeerimine.
4. Tööstusdetailide optimeerimine.
5. Pneumoahela optimeerimine.

1.5 Versiooni 3 kontseptsioon

Kolmanda versiooni edasiarendus tuleneb teise versiooni puuduste likvideerimise vajadusest.

Pneumaatilise radiaalmootori ajami teise versiooni kontseptsioon perioodil sügis 2016 – kevad 2017:

1. Kontrollida käigukasti pärast võistlustel osalemist ning viia sisse parandused.

2. Kasutada lõppülekanades horisontaalliikumise muutmiseks vertikaalseks liikumiseks reduktorit.
3. Mootori detailide optimeerimine.
4. Tööstusdetailide optimeerimine.
5. Pneumoahela optimeerimine.

2. AJAMIARVUTUS

2.1 Ajami projekteerimise tingimused

Järgnevad arvutused on läbi viidud tootjapoolse standardi järgi, mis annab silindritesse sisestatava õhurõhu väärtuseks 6,3 baari. Selline rõhk võimaldab saada küllaltki täpsed tulemused, sest süsteemis tekib paratamatult rõhulang ning seetõttu ei ole keskmestatud arvutuste läbiviimisel otstarbekas kasutada kõrgemat rõhku.

Ajami arvutustes käsitletakse peamiselt kolmanda versiooni arvutuskäiku ning seega on arvutustes ka kasutatud ülekandeosas reduktori kohta käivat informatsiooni.

Ajami projekteerimisel on püstitatud eesmärgiks saavutada sõiduki maksimaalne kiirus 45km/h mitte rohkem kui 25 sekundiga. Selleks tuleb tagada mootori väljundvõimsuse efektiivne rakendamine püstitatud eesmärkide täitmisel, arvestades, et mootori kasulikku väljundvõimsust vähendavad:

1. veeretakistus;
2. õhutakistus;
3. kaod mehaanilistes ülekannetes;
4. inertsjõud.

2.1.1 Veeretakistus

Varasemalt kolme ratast kasutanud sõidukile on konstruktsiooni mugavdamise eesmärgil lisatud ka neljas. Kõigil telgedel on kaks 508 mm läbimõõduga ratast. Summaarne hõõrdejõud sõltub hõõrdetakistuse koefitsiendist (C_{rr}), masina massist koos piloodiga (m) ning raskuskiirendusest (g).

Veerehõõrdejõu masina veermikule (F_{ve}) leiab valemist (2.1):

$$F_{ve} = C_{rr} \cdot m \cdot g, \quad (2.1)$$

kus

C_{rr} – veerehõõrde koefitsient [2] mm;

- m – masina ja piloodi mass kg, millest masin 110 kg;
 g – raskuskiirendus m/s^2 .

$$F_{ve} = C_{rr} \cdot m \cdot g = 0.005 \cdot 180 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} = 9.7 \text{ N}$$

Tehetest selgub, et masina veerehõõrdejõud on 9,7 N.

2.1.2 Õhutakistus

Õhutakistus sõltub lihtsustatud kujul masina eestvaate pindalast, õhutihedusest, õhutakistuse koefitsiendist ja kiirusest.

Õhutakistuse masinale ($F_{\delta hk}$) leiab valemist (2.2):

$$F_{\delta hk} = \frac{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot v^2}{2}, \quad (2.2)$$

kus

- A – masina otsvaate pindala m^2 ;
 C_d – õhutakistuse koefitsient [3];
 ρ – õhutihedus kg/m^3 [4];
 v – kiirus m/s .

$$F_{\delta hk} = \frac{A \cdot C_d \cdot \rho \cdot v^2}{2} = \frac{1 \text{ m}^2 \cdot 1.6 \cdot 1.20 \frac{kg}{m^3} \cdot (12.5 \text{ m/s})^2}{2} = 150.5 \text{ N}$$

Tehetest selgub, et masina õhutakistus maksimaalsel kiirusel on 150,5 N.

2.1.3 Inertsjõud

Masina kiirendamisel soovitud maksimaalse kiiruseni 45 km/h on inertsjõud leitav masina massi ning maksimaalse kiiruseni jõudva kiirenduse korrutisena.

Inertsjõud (F_a) sõltub masina massist ja kiirendusest (2.3):

$$F_a = m \cdot a = 180 \text{ kg} \cdot 0.71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 127.8 \text{ N} , \quad (2.3)$$

kus

m – masina ja piloodi mass kg;

a – kiirendus m/s^2 .

$$F_a = m \cdot a = 180 \text{ kg} \cdot 0.71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 127.8 \text{ N}$$

Tehtest selgub, et masinale mõjuv inertsjõud on 127,8 N.

Eelneva valemi kiirendus (a) tuleb võistlusel kiirendussõidus läbitavast vahemaast [1] ning sõidu lõpus soovitatavast maksimaalsest kiirusest (2.4):

$$a = \frac{v_{\max}}{S_k} , \quad (2.4)$$

kus

v_{\max} – tingimustes kajastatud maksimaalne kiirus m/s ;

S_k – vahemaa, mille kestel kiirendus toimub m.

$$a = \frac{v_{\max}}{S_k} = \frac{12.5 \text{ m/s}}{220 \text{ m}} = 0.71 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Tehtest selgub, et masina soovitatav kiirendus võistlus tingimuste täitmiseks on $0,71 \text{ m/s}^2$.

2.1.5 Summaarne takistav jõud

Summaarne takistav jõud maksimaalse kiiruseni jõudmiseks sõltub veeretakistusest, õhutakistusest ja inertsjõust. Summaarse takistava jõu (F_r) leidmiseks tuleb kõik takistavad jõud kokku liita (2.5).

$$F_r = F_a + F_{ve} + F_{\delta hk}, \quad (2.5)$$

kus

F_a – inertsjõud N;

F_{ve} – veeretakistus N;

$F_{\delta hk}$ – õhutakistus N.

$$F_r = F_a + F_{ve} + F_{\delta hk} = 127.8N + 9.7N + 150.5N = 288N$$

Tehtest selgub, et masinale mõjuv takistav jõud on 288 N.

2.1.6 Takistav pöördemoment

Kasutades valmit (2.6) leitakse takistav pöördemoment rattale (M_r), mis on vajalik õigete ülekandesuhete leidmiseks:

$$M_r = F_r \cdot \frac{d_r}{2}, \quad (2.6)$$

kus

F_r – summaarne takistav jõud N;

d_r – rattaläbimõõt mm.

$$M_r = F_r \cdot \frac{d_r}{2} = 40.69N \cdot m$$

Tehtest selgub, et ajamile mõjuv takistav pöördemoment maksimaalsel kiirusel on 40,7 Nm.

2.2 Mootori arvutus

Ajamile annavad jõu neli pneumosilindrit, millel on läbimõõt 50 mm ning käik 160 mm (millest kasutatakse töötegemiseks 150 mm).

Arvutada tuleb silindrite maht, jõud 6,3 baari juures, mootori toodetav pöördemoment ja võimsus.

Ühe silindri maht välja liikumisel (c_o) on arvutatav valemiga (2.7).

$$c_o = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot l, \quad (2.7)$$

kus

D – silindri läbimõõt mm;

l – silindri käik mm.

$$c_o = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot l = \frac{(50\text{mm})^2}{4} \cdot \pi \cdot 150\text{mm} = 0.295\text{l}$$

Tehtest selgub, et silindri maht välja liikumisel on 0,295 l.

Ühe silindri maht sisse liikumisel (c_i) on arvutatav valemiga (2.8).

$$c_i = \frac{(D-d)^2}{4} \cdot \pi \cdot l, \quad (2.8)$$

kus

D – silindri läbimõõt mm;

d – silindrivarre läbimõõt mm;

l – silindri käik mm.

$$c_i = \frac{(D-d)^2}{4} \cdot \pi \cdot l = \frac{(50\text{mm} - 20\text{mm})^2}{4} \cdot \pi \cdot 150\text{mm} = 0.106\text{l}$$

Tehtest selgub, et silindri maht sisse liikumisel on 0,106 l.

Nelja silindri koondmaht (c_t) on järgnev (2.9).

$$c_t = 4 \cdot (c_o + c_i), \quad (2.9)$$

kus

c_o – silindrimaht välja liikumisel l;

c_i – silindrimaht sisse liikumisel l.

$$c_t = 4 \cdot (c_o + c_i) = 4 \cdot (0.295l + 0.106l) = 1.602l$$

Tehtest selgub, et silindri kogumaht on 1,6 l.

Silindri välja liikumisel toodetav pöördemoment (M_a) on leitav valemiga (2.10).

$$M_a = \frac{r_{\delta lg} \cdot D^2}{4} \cdot \pi \cdot p, \quad (2.10)$$

kus

D – silindri läbimõõt mm;

$r_{\delta lg}$ – vāntvõlli raadius mm;

p – töö rõhk bar.

$$M_a = \frac{r_{\delta lg} \cdot D^2}{4} \cdot \pi \cdot p = \frac{150mm \cdot 50mm^2}{4} \cdot \pi \cdot 6.3bar = 92.8N \cdot m$$

Tehtest selgub, et silindri välja liikumisel tekkiv pöördemoment on 92,8 Nm.

Silindri sisse liikumisel toodetav pöördemoment (M_b) on leitav valemiga (2.11).

$$M_b = r_{\delta lg} \left[\frac{D^2}{4} \cdot \pi - \frac{d^2}{4} \cdot \pi \right] \cdot p, \quad (2.11)$$

kus

D – silindri läbimõõt mm;

d – silindrivarre läbimõõt mm;

$r_{\delta lg}$ – vāntvõlli raadius mm;

p – töö rõhk bar.

$$M_b = r_{\delta lg} \left[\frac{D^2}{4} \cdot \pi - \frac{d^2}{4} \cdot \pi \right] \cdot p = 150mm \left[\frac{50mm^2}{4} \cdot \pi - \frac{20mm^2}{4} \cdot \pi \right] \cdot 6.3bar = 77.9N \cdot m$$

Tehtest selgub, et silindri sisse liikumisel tekkiv pöördemoment on 77,9 Nm.

Nelja silindri kombineeritud pöördemomenti töötsükli ($M(\varphi, p)$) kirjeldab valem (2.12)

$$M(\varphi, p) = |M_a \cdot \sin(\varphi)| + |M_b \cdot \cos(\varphi)| + |M_a \cdot \cos(\varphi)| + |M_b \cdot \sin(\varphi)|, \quad (2.12)$$

kus

M_a – silindri välja liikumisel tekkiv pöördemoment Nm;

M_b – silindri sisse liikumisel tekkiv pöördemoment Nm;

φ – pöördenurk radiaan.

Keskmestatud pöördemoment (M_k) ühe töötsükli kohta on leitav valmiga (2.13):

$$M_k = \frac{\int_{0^\circ}^{90^\circ} M(\varphi, p) d\varphi}{90^\circ}, \quad (2.13)$$

kus

M_k – nelja silindri kombineeritud pöördemoment töötsükli Nm.

$$M_k = \frac{\int_{0^\circ}^{90^\circ} M(\varphi, p) d\varphi}{90^\circ} \rightarrow 217.35 N \cdot m$$

Nelja silindri tekitatav keskmestatud pöördemoment ühe töötsükli jooksul on 217 Nm.

Ajami pöördemomendist (M_m) tuleb maha arvestada ketirataste, hammasrataste, laagrite ja pneumaatiliste silindrite kaod (2.14)

$$M_m = M_k \cdot \mu_h \cdot \mu_k \cdot \mu_l \cdot \mu_c, \quad (2.14)$$

kus

M_k – nelja silindri kombineeritud pöördemoment töötsükli Nm;

μ_h – hammasülekande kasutegur [5: lk];

μ_k – kettülekande kasutegur [5: lk];

μ_l – laagrite kasutegur [5: lk];

μ_c – pneumaatiliste silindrite kasutegur [5: lk].

$$M_m = M_k \cdot \mu_h \cdot \mu_k \cdot \mu_l \cdot \mu_c = 217.35 N \cdot m \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.88 = 181.8 N \cdot m$$

Tehtest selgub, et arvestades ajami kasutegureid, on kasulik pöördemoment 181,8 Nm.

Keskmestatud võimsuse (P_k) leiab mootori pöördemomendi ja pöörlemise sageduse järgi (2.15). Eesti Maaülikooli Tehnikainstituudi mootorilaboris läbi viidud katse tulemusena [6] selgus, et optimaalne on kasutada maksimaalset pöörlemissagedust 60 pööret minutis.

$$P_k = M_m \cdot N_s, \quad (2.15)$$

kus

M_m – nelja silindri kombineeritud pöördemoment töötsükklis Nm;

N_s – maksimaalne optimaalne pöörlemise sagedus p/min.

$$P_k = M_m \cdot N_s = 181.8 N \cdot m \cdot 60 p / \min = 1.143 kW$$

Tehtest selgub, et ajami keskmestatud võimsus on 1,143 kW.

Silindri välja liikumise jõu (F_o) saab leida valemiga (2.16)

$$F_o = \frac{M_a}{r_{\delta lg}}, \quad (2.16)$$

kus

M_a – silindri välja liikumisel tekkiv pöördemoment Nm;

$r_{\delta lg}$ – vāntvōlli raadius mm.

$$F_o = \frac{M_a}{r_{\delta lg}} = \frac{92.8 N \cdot m}{150 mm} = 1237 N$$

Tehtest selgub, et silindri tōukamise jõud 6,3 baari juures on 1237 N.

Silindri sisse liikumise jõu (F_i) leiab valemiga (2.17)

$$F_i = \frac{M_b}{r_{\delta lg}}, \quad (2.17)$$

kus

M_b – silindri sisse liikumisel tekkiv pöördemoment Nm;

$r_{\delta lg}$ – vāntvōlli raadius mm.

$$F_i = \frac{M_b}{r_{\delta lg}} = \frac{77.9 N \cdot m}{150 mm} = 1039 N$$

Tehest selgub, et silindri tōmbamise jõud 6,3 baari juures on 1039 N.

Teades nii takistavaid kui ka kasulikke jõudusid, saab alustada ülekandesuhete valimisega.

2.3 Ülekande arvutus

Ülekande arvutuseks on teada konstruktsiooni poolt paika pandud tingimused:

1. Mootori peale saab paigaldada ketiratta kuni 100 hammast.
2. A) Ümarrihmülekande kasutamine lõppülekandes – arvutuskāigus esines viga ning ülekande kiirused olid valed, seega teise versiooni arvutuskāiku ei kajastata antud tōōs.
B) Reduktorülekande kasutamine lõppülekandes – lõppülekandes kasutatakse ümarrihmülekande asemel koonusülekannet. Ülekandearvutused põhinevad lõppülekande versioonil 3, mil lisati lõppülekandesse koonusülekanne.
3. Vedavate rataste läbimōōt on 508 mm.

Kogu ülekandearvu (i_k), mis kirjeldab vajalikku ülekannet maksimaalse kiiruse ning puuduva kiirenduse juures, saab arvutada kasutades mootori toodetavat pōōrdemomenti ning takistavat pōōrdemomenti (2.18).

$$i_k = \frac{M_r}{M_m}, \quad (2.18)$$

kus

M_m – nelja silindri kombineeritud pōōrdemoment tōōtsūklis Nm;

M_r – takistav pōōrdemoment Nm.

$$i_k = \frac{M_r}{M_m} = \frac{40.7 N \cdot m}{181.8 N \cdot m} = 0.224$$

Kogu ajami ülekande arv maksimaalse kiiruse juures on 0,224. See ülekande arv on aluseks teiste ülekannete valimisel.

Mootorilaboris läbi viidud katsete tulemusena võib võtta mootori maksimaalseks pöörlemise sageduseks (N_m) 60 pööret minutis. Väntvõlli pöörlemise sagedust teades, on võimalik arvutada masina teoreetilise maksimaalse kiiruse ($v_{\max 60}$) (2.19).

$$v_{\max 60} = \frac{N_m \cdot r_r}{i_k}, \quad (2.19)$$

kus

N_m – mootori maksimaalne optimaalne pöörlemise sagedus p/min;

r_r – ratta raadius m;

i_k – kogu ajami ülekande arv ühikuta.

$$v_{\max 60} = \frac{N_m \cdot r_r}{i_k} = \frac{60 \text{ p/min} \cdot 0.254 \text{ m}}{0.224} = 7.132 \text{ m/s} = 26.67 \text{ km/h},$$

Pneumaatilised silindrid on võimelised arendama suurt jõudu kuid mitte kiirust, seega kiiruse saavutamiseks on mootorile otstarbekas paigaldada maksimaalselt suur ketiratas, et suurendada kiirust ning vähendada pöördemomendist tingitud koormust teistele ülekande osadele. Esimeseks ülekande elemendiks on ketiratas hammaste arvuga 100, sest kabariitmõõtmed ei võimalda suuremat. Samale loogikale tulenevalt on käigukasti peale valitud minimaalsete kabariitmõõtmetega ketiratas, millel on 50 hammast.

Ajami efektiivsuse tõstmiseks eemaldatakse ajamist kuue käiguline mootorratta käigukast ning asendatakse see planetaarkäigukastiga, millel on kolm käiku. Planetaarkäigukasti hammasrataste hammaste arvuks on valitud vastavalt südamik – 40 hammast, satelliidid – 20 hammast ning võru – 80 hammast. Selline komplekt võimaldab ülekandearve:

1. käik – 1
2. käik – 0,6
3. käik – 0,33

Lõppülekande moodustab kolme võlliga reduktor [7], millel ühel võllil on sisend ühenduses planetaarkäigukastiga ning teisel kahel ühendus tagumisel sillal olevate ketiratastega, kusjuures reduktori võllidele on paigaldatud erineva suurusega ketirattad, mis võimaldavad

valida aeglase ja kiire käigu vahel manuaalselt. Tagumisele sillale on otstarbekas paigaldada minimaalsete hammaste arvuga ketiratas (z_{t2}) – kabariitmõõtmetest tulenevalt 17 hammast. Planetaarkäigukasti ja reduktori vaheline ülekanne on valitud võrdseks ülekannete lihtsustamiseks – ketirataste hammaste arv on 50 hammast. Nüüd on võimalik leida ülekandearvud reduktori ketirataste jaoks.

Madala ülekandesuhte leidmiseks on tarvis teada ülekandearvu tagumise silla kohta (i_{t1}) (2.20)

$$i_{t1} = \frac{i_k}{i_m \cdot i_3}, \quad (2.20)$$

kus

- i_k – kogu ülekandearv ühikuta;
- i_m – ülekandearv mootorist planetaarkäigukasti ühikuta .
- i_3 – planetaarkäigukasti kolmanda käigu ülekandearv ühikuta.

$$i_{t1} = \frac{i_k}{i_m \cdot i_3} = \frac{0.224}{0.5 \cdot 0.333} = 1.343$$

Teades tagumise silla koguülekandearvu madala ülekandesuhte puhul, saab arvutada välja reduktori pealse ketiratta hammaste arvu (z_{t1}) (2.21).

$$z_{t1} = \frac{z_{t2}}{i_{t1}}, \quad (2.21)$$

kus

- z_{t2} – tagumisel sillal asetseva ketiratta hammaste arv;
- i_{t1} – tagumise silla ülekandearv kiire käigu puhul.

$$z_{t1} = \frac{z_{t2}}{i_{t1}} = \frac{17}{1.343} = 12.661 = 13$$

Tehtest selgub, et kiire käigu puhul on tarvis ketiratast hammaste arvuga 12,661, mille võib ümardada 13ks. Kuna projekteerimisel selgus, et 13 hambaga ketiratast ei saa reduktorile paigaldada, siis tuli võtta järgmine minimaalsete kabariitmõõtmetega ehk kaheksateistkümne hambaga ketiratas.

Ökonoomse sõidu tarbeks on planeeritud alandada süsteemi rõhk 4 baarini. Ökonoomse sõidu puhul on tarvis hoida keskmist kiirust 15 km/h ning selle sisse arvestatakse võistlusel ka kolm juhivahetust, seega arvutustes on kasutatud ökonoomse režiimi maksimaalseks kiiruseks 20 km/h.

Ökonoomsel režiimil ühendatakse tagumisel sillal olev sidur lahti kiirest käigust ning ühendatakse aeglase käiguga. See tähendab, et ainukene muutus ülekande arvutuses toimub reduktori võllil oleva ketiratta suuruse määramises (z_{t3}).

Kõrge ülekandesuhte leidmiseks on tarvis teada ülekandearvu tagumise silla kohta (i_{t3}) (2.22)

$$i_{t3} = \frac{i_k}{i_m \cdot i_3}, \quad (2.22)$$

kus

- i_k – kogu ülekandearv;
- i_m – ülekandearv mootorist planetaarkäigukasti;
- i_3 – planetaarkäigukasti kolmanda käigu ülekandearv.

$$i_{t1} = \frac{i_k}{i_m \cdot i_3} = \frac{0.087}{0.5 \cdot 0.333} = 0.52$$

Teades tagumise silla kogu ülekande arvu kõrge ülekandesuhte puhul, saab arvutada välja reduktori pealse ketiratta hammaste arvu (z_{t3}) (2.23).

$$z_{t1} = \frac{z_{t2}}{i_{t3}}, \quad (2.23)$$

kus

- z_{t2} – tagumisel sillal asetseva ketiratta hammaste arv, ühikuta;
- i_{t1} – tagumise silla ülekandearv kiire käigu puhul, ühikuta.

$$z_{t1} = \frac{z_{t2}}{i_{t1}} = \frac{17}{0.52} = 32.657 = 33$$

Tehtest selgub, et aeglase käigu puhul on tarvis ketiratast hammaste arvuga 32,657, mille võib ümardada 33 peale.

Sellega on ülekande arvud paigas ning võib ajamit projekteerima hakata.

2.4 Planetaarkäigukasti hammaste tugevusarvutus

Planetaarkäigukasti projekteerimisel on tarvis teada, millised hammasrattad süsteemi sobivad. Masina ajam peab olema võimalikult väikeste kabariitmõõtmetega ning madala massiga. See omakorda tähendab, et võimalikult ühtlase ülekande saavutamiseks on tarvis kasutada väikese mooduliga hammasrattaid. Arvutamise tarvis on valitud ka hammasrataste materjal – S355 J0. Eksperimendist peaks selguma, kas konstruktsiooniterasest vesilõikusega valmistatud hammasrattad on sobilikud ajamites kasutamiseks. Arvutuse tarbeks on teada soovitud ülekandesuhted, mootori maksimaalne pöörlemise kiirus, mootori jõudlus ning hammasrataste laiused. Planetaarkäigukasti arvutus on läbi viidud ühe hammasratta tugevusarvutuse meetodikal ning valitud objektiks on kolmanda käigu satelliithammasratas, hammaste arvuga 20 hammast.

Vaatluse all oleva satelliithammasratta sobivuse määramiseks on esmalt tarvis teada milline on selle hammasratta nurkkiirus ning sellele mõjuv pöördemoment.

Südamikhammasratta (ω_p) nurkkiirus on leitav kinemaatika skeemi abil valemiga (2.24).

$$\omega_p = \frac{\omega_k \cdot z_p + \omega_k \cdot z_r - \omega_{kl} \cdot z_r}{z_p}, \quad (2.24)$$

kus

- ω_k – käigukasti nurkkiirus rad/s;
- ω_{kl} – käigukasti väljundnurkkiirus rad/s;
- z_p – südamikhammasratta hammaste arv;
- z_r – võru hammaste arv.

$$\omega_p = \frac{\omega_k \cdot z_p + \omega_k \cdot z_r - \omega_{kl} \cdot z_r}{z_p} = \frac{12.566 \frac{rad}{s} \cdot 40 + 12.566 \frac{rad}{s} \cdot 80 - 37.699 \frac{rad}{s} \cdot 80}{40} = 37.699 \frac{rad}{s}$$

Tehtes selgub, et südamikhammasratta nurkkiirus on 37,699 rad/s.

Teades südamikhammasratta nurkkiirust, on võimalik välja arvutada satelliithammasratta nurkkiirus (ω_s) (2.25).

$$\omega_s = \omega_k - \frac{z_p \cdot (\omega_p - \omega_k)}{z_r}, \quad (2.25)$$

kus

- ω_k – käigukasti nurkkiirus rad/s;
- ω_p – käigukasti südamikhammasratta nurkkiirus rad/s;
- z_p – südamikhammasratta hammaste arv;
- z_r – võru hammaste arv.

$$\omega_s = \omega_k - \frac{z_p \cdot (\omega_p - \omega_k)}{z_s} = 12.566 \frac{rad}{s} - \frac{40 \cdot (37.699 \frac{rad}{s} - 12.566 \frac{rad}{s})}{80} = 113.09 \frac{rad}{s}$$

Tehtest selgub, et satelliithammasratta nurkkiirus on 113,09 rad/s.

Tarvis on ka pöördemomenti, mis mõjub satelliithammasrattale (M_s). Selle saab välja arvutada käigukasti sisend- ja väljundpöördemomendi ning käigukasti ülekandearve teades (2.26).

$$M_s = M_m \cdot i_3 \cdot u_{vs}, \quad (2.26)$$

kus

- M_m – nelja silindri kombineeritud pöördemoment töösüklis Nm;
- u_{vs} – ülekanne arv võru ning satelliithammasratta vahel;
- i_3 – planetaarkäigukasti kolmanda käigu ülekandearv.

$$M_s = M_m \cdot i_3 \cdot u_{vs} = 181.857 N \cdot m \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{20}{80} = 15.155 N \cdot m$$

Tehtest selgub, et satelliithammasrattale mõjuv pöördemoment on 15,16 Nm.

Hammasrataste tugevusarvutuse läbi viimiseks tuleb arvutada kontaktväsimus dünaamikategur (K_{Hv}) ning paindeväsimus dünaamikategur (K_{Fv}). Selleks, et neid tegureid leida, tuleb leida lisaliikmete (v_H ja v_F) dünaamilised eriringjõud nii paindeväsimuse kui kontaktväsimuse korral.

Dünaamilise eriringjõu kontaktväsimuse korral (ω_{Hv}) saab leida valemiga (2.27) [8: lk 31].

$$\omega_{Hv} = 10 \cdot \delta_H \cdot (n-2) \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{u}}, \quad (2.27)$$

kus

- δ_H – ülekandeliiki ja hammaste aktiivpinna kõvadust arvestav tegur [8: lk 31];
- n – täpsusaste hambuvussujuvuse alusel [8: lk 31];
- v_s – satelliithammasratta pöörlemise kiirus m/s;
- a_ω – algringjoonte telgede vahe mm;
- u – ülekande arv (metoodika tõttu on väärtus 1).

$$\omega_{Hv} = 10 \cdot \delta_H \cdot (n - 2) \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{u}} = 10 \cdot 0.006 \cdot (5 - 2) \cdot 1.131 \cdot \sqrt{\frac{20}{1}} = 0.91$$

Tehtest selgub, et dünaamiline eriringjõud kontaktväsimuse korral on 0,91.

Dünaamilise kontaktväsimuse lisaliikme (v_H) suuruse saab leida valmiga (2.28) [8: lk 31].

$$v_H = \frac{0.475 \cdot 10^{-3} \cdot b_\omega \cdot a_\omega \cdot \omega_{Hv}}{M_s \cdot K_{HB}} \quad (2.28)$$

kus

- b_ω – hammasratta aktiivpinna laius mm;
- a_ω – algringjoonte telgede vahe mm;
- ω_{Hv} – dünaamiline eriringjõud kontaktväsimuse korral;
- M_s – satelliithammasrattale mõjuv pöördemoment N·m;
- $K_{H\beta}$ – koormuse kontsentratsiooni tegur kontaktväsimuse korral [8: lk 27].

$$v_H = \frac{0.475 \cdot 10^{-3} \cdot b_\omega \cdot a_\omega \cdot \omega_{Hv}}{M_s \cdot K_{HB}} = \frac{0.475 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 20 \cdot 0.91}{15.155 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 1.2} = 9.512 \cdot 10^{-3}$$

Tehtest selgub, et dünaamilise kontaktväsimuse lisaliikme suurus on $9,512 \cdot 10^{-3}$.

Kasutades eelnevalt leitud lisaliikme suurust, saab teada kontaktväsimuse dünaamikateguri (K_{Hv}) suuruse (2.29) [8: lk 30].

$$K_{Hv} = 1 + v_H \quad (2.29)$$

kus

v_H – dünaamilise kontaktväsimumise lisaliige.

$$K_{Hv} = 1 + v_H = 1 + 9.512 \cdot 10^{-3} = 1.01$$

Tehtest on näha kontaktväsimumise dünaamikateguri suurst, milleks on 1,01.

Dünaamilise eriringjõu paindeväsimumise korral (ω_{Fv}) saab leida valemiga (2.30) [8: lk 31].

$$\omega_{Fv} = 10 \cdot \delta_F \cdot (n - 2) \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{u}}, \quad (2.30)$$

kus

δ_H – ülekanmeliiki ja hammaste aktiivpinna kõvadust arvestav tegur [8: lk 31];

n – täpsusaste hambuvussujuvuse alusel [8: lk 31];

v_s – satelliithammasratta pöörlemise kiirus m/s;

a_ω – algringjoonte telgede vahe mm;

u – ülekanne arv (metoodika tõttu on väärtus 1).

$$\omega_{Fv} = 10 \cdot \delta_F \cdot (n - 2) \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{u}} = 10 \cdot 0.016 \cdot (5 - 2) \cdot 1.131 \cdot \sqrt{\frac{20}{1}} = 2.428$$

Tehtest selgub, et dünaamiline eriringjõud paindeväsimumise korral on 2,428.

Dünaamilise paindeväsimumise lisaliikme (v_F) suuruse saab leida valmiga (2.31) [8: lk 31].

$$v_F = \frac{0.475 \cdot 10^{-3} \cdot b_\omega \cdot a_\omega \cdot \omega_{Fv}}{M_s \cdot K_{FB}} \quad (2.31)$$

kus

b_ω – hammasratta aktiivpinna laius mm;

a_ω – algringjoonte telgede vahe mm;

ω_{Hv} – dünaamiline eriringjõud paindeväsimumise korral;

M_s – satelliithammasrattale mõjuv pöördemoment Nm;

$K_{H\beta}$ – koormuse kontsentratsiooni tegur paindeväsimuse korral [8: lk 27].

$$\nu_F = \frac{0.475 \cdot 10^{-3} \cdot b_{\omega} \cdot a_{\omega} \cdot \omega_{Fv}}{M_s \cdot K_{FB}} = \frac{0.475 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 20 \cdot 2.428}{15.155 N \cdot m \cdot 1.4} = 0.022$$

Tehtest selgub, et dünaamilise paindeväsimuse lisaliikme suurus on $9,512 \cdot 10^{-3}$.

Kasutades eelnevalt leitud lisaliikme suurust, saab teada paindeväsimuse dünaamikateguri (K_{Fv}) suuruse (2.32) [8: lk 30].

$$K_{Fv} = 1 + \nu_F \quad (2.32)$$

kus

ν_F – dünaamilise paindeväsimuse lisaliige.

$$K_{Fv} = 1 + \nu_F = 1 + 0.022 = 1.022$$

Tehtest on näha kontaktväsimuse dünaamikateguri suurust, milleks on 1,022.

Eelnevalt leitud dünaamilisele eriringjõu tegurile toetudes saab leida arvutusliku eriringjõu suuruse kontakt- ja paindeväsimuse korral, mida on tarvis kontrollarvutuse läbi viimiseks.

Arvutusliku eriringjõu kontaktväsimusele (ω_{tH}) saab leida valmiga (2.33) [8: lk 23].

$$\omega_{tH} = \frac{M_s}{b_{\omega} \cdot r_s} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}, \quad (2.33)$$

kus

M_s – satelliithammasrattale mõjuv pöördemoment Nm;

b_{ω} – hammasratta aktiivpinna laius mm;

r_s – satelliithammasratta raadius mm;

$K_{H\alpha}$ – koormuse jaotumise tegur [8: lk 23];

$K_{H\beta}$ – koormuse kontsentratsiooni tegur kontaktväsimuse korral [8: lk 27];

K_{Hv} – kontaktväsimuse dünaamikategur.

$$\omega_{tH} = \frac{M_s}{b_\omega \cdot r_s} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \frac{15.155 N \cdot m}{20 mm \cdot 10 mm} \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot 1.01 = 91.793 \frac{N}{mm}$$

Tehtest selgub, et arvutuslik kontaktväsimumus eriringjõudude näol on 91,793 N/mm.

Arvutusliku eriringjõu paindeväsimumusele (ω_{tF}) saab leida valmiga (2.34) [8: lk 23].

$$\omega_{tF} = \frac{M_s}{b_\omega \cdot r_s} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (2.34)$$

kus

M_s – satelliithammasrattale mõjuv pöördemoment Nm;

b_ω – hammasratta aktiivpinna laius mm;

r_s – satelliithammasratta raadius mm;

$K_{F\alpha}$ – koormuse jaotumise tegur [8: lk 23];

$K_{F\beta}$ – koormuse kontsentratsiooni tegur paindeväsimumuse korral [8: lk 27];

K_{Fv} – paindeväsimumuse dünaamikategur.

$$\omega_{tF} = \frac{M_s}{b_\omega \cdot r_s} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = \frac{15.155 N \cdot m}{20 mm \cdot 10 mm} \cdot 1 \cdot 1.4 \cdot 1.022 = 108.39 \frac{N}{mm}$$

Tehtest selgub, et arvutuslik paindeväsimumus eriringjõudude näol on 108,39 N/mm.

Hammasrataste tugevusarvutuseks on tarvis teada materjalile lubatud kontaktpinget, varutegurit, rattamõõtetegurit, ea tegurit, pinnakaredus tegurit ja kiirustegurit. Hammasrataste materjaliks on valitud teras S355 J0 ning sellele materjalile lubatud kontaktväsimumuse piir (σ_{Hlim}) on leitav valemiga (2.35) [8: lk 38].

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot H_{HB} + 70, \quad (2.35)$$

kus

H_{HB} – Brinelli kõvadusearv [9].

$$\sigma_{Hlim} = 2 \cdot H_{HB} + 70 = 2 \cdot 146 + 70 = 362 \frac{N}{mm^2}$$

Tehtest selgub, et materjalile lubatud kontaktväsimuse piir on 362 N/mm².

Satelliithammasratta pingetsüklite arvu (N_i) saab leida valemiga (2.36)

$$N_i = \omega_s \cdot t_m \cdot c, \quad (2.36)$$

kus

- ω_s – satelliithammasratta nurkkiirus rad/s;
- t_m – ajami tööaeg h;
- c – hambumuses olevate hammasrataste paaride arv.

$$N_i = \omega_s \cdot t_m \cdot c = 113.097 \frac{rad}{s} \cdot 25h \cdot 1 = 10.179 \cdot 10^6$$

Tehtest selgub, et satelliithammasratta pingetsüklite arv on 10 179 000.

Teades pingetsüklite arvu, saab arvutada ea teguri(K_{HL}) (2.37) [8: lk 40].

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{N_i}}, \quad (2.37)$$

kus

- N_i – pingetsüklite arv.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{N_i}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{10.179 \cdot 10^6}} = 1.509$$

Tehtest selgub, et satelliithammasratta ea tegur on 1,509.

Lubatud kontaktpinge (σ_H) saab arvutada valemiga (2.38) [8: lk 37].

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot K_{HL} \cdot K_{Hx} \cdot Z_R \cdot Z_v, \quad (2.38)$$

kus

- σ_{Hlim} – kontaktväsimuse piir N/mm²;
- S_H – varutegur [8: lk 38];
- K_{HL} – ea tegur;

K_{Hx} – rattamõõdetegur [8: lk 37];

Z_R – pinnakaredus tegur [8: lk 38];

Z_v – kiirustegur [8: lk 38].

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \cdot K_{HL} \cdot K_{Hx} \cdot Z_R \cdot Z_v = \frac{362 \left(\frac{N}{mm^2} \right)}{1.1} \cdot 1.509 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 496.474 MPa$$

Tehtest selgub, et satelliithammasrattale lubatud kontaktpinge on 496,47 MPa.

Pärast lubatud kontaktpinge leidmist tuleb teha kontrollarvutus, et selgitada välja varutegur. Kontrollarvutuse läbiviimiseks on tarvis kaashambapindade kujutegurit, mehaaniliste omaduste tegurit, osakattetegurit ja kontaktjoone kogupikkustegurit.

Satelliithammasratta osakatteteguri (ε_s) saab leida valemiga (2.39) [8: lk 24].

$$\varepsilon_s = \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{z_s} + \frac{1}{z_r} \right) \right] \cdot \cos(0^\circ), \quad (2.39)$$

kus

z_s – satelliithammasrattaste hammaste arv;

z_r – võru hammaste arv.

$$\varepsilon_s = \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{z_s} + \frac{1}{z_r} \right) \right] \cdot \cos(0^\circ) = \left[1.88 - 3.2 \cdot \left(\frac{1}{20} + \frac{1}{80} \right) \right] \cdot \cos(0^\circ) = 1.68$$

Tehtest selgub, et satelliithammasratta osakattetegur on 1,68.

Kontaktjoone kogupikkustegur sirgete hammastega ülekandel (Z_ε) on leitav valemiga (2.40) [8: lk 35].

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_s}{3}}, \quad (2.40)$$

kus

ε_s – osakattetegur.

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_s}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.68}{3}} = 0.879$$

Tehtest selgub, et kontaktjoone kogupikkustegur on 0,879.

Kontaktpinge kontrollarvutus on võimalik sooritada kasutades valemit (2.41). Kuna arvutuses kasutatakse ühte hammasratta paari, siis on tulem jagatud nelja hammasratta paari vahel, et saada nelja hammasratast kirjeldav tulemus [8: lk 34].

$$\sigma_{Hk} = \frac{Z_H \cdot Z_m \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{\omega_{tH}}{a_{\omega}} \cdot \frac{u+1}{u}}}{4}, \quad (2.41)$$

kus

Z_H – kaashambapindade kujutegur (surve nurk 20°) [8: lk 35];

Z_m – teras hammasrataste mehaaniliste omaduste tegur $\sqrt{\text{Mpa}}$ [8: lk 35];

Z_{ε} – kontaktjoone kogupikkustegur;

ω_{tH} – eriringjõu kontaktväsimus N/mm;

a_{ω} – algringjoonte telgede vahe mm;

u – ülekande arv (arvutuse puhul on 1, metoodika tõttu).

$$\sigma_{Hk} = \frac{Z_H \cdot Z_m \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{\omega_{tH}}{a_{\omega}} \cdot \frac{u+1}{u}}}{4} = \frac{1.76 \cdot 275 \cdot \sqrt{\text{MPa}} \cdot 0.879 \cdot \sqrt{\frac{91.793 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot \frac{1+1}{1}}{20\text{mm}}}}{4} = 322.385 \text{MPa}$$

Tehtest selgub, et mehaanilisi omadusi arvestades on satelliithammasrattale lubatud kontaktpinge 322,385 Mpa.

Nüüd on võimalik välja arvutada varutegur (S_{Hteg}) ning järeldada, kas satelliithammasratta parameetrid on piisavad, et pidada vastu kontaktpingele (2.42).

$$S_{Hteg} = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Hk}}, \quad (2.42)$$

kus

σ_H – kontaktpinge arvutuse tulemus Mpa;

σ_{Hk} – kontaktpinge kontrollarvutuse tulemus Mpa.

$$S_{Hteg} = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Hk}} = \frac{496.474 MPa}{322.385 MPa} = 1.54$$

Tehtest selgub, et satelliithammasratta parameetrid on sobivad rahuldamiseks süsteemi nõudeid. Seda tõestab varuteguri suurus 1,54, mis on piisav kontaktpingele vastu pidamiseks.

Järgmisena tuleb leida satelliithammasrattale lubatud paindepinge (σ_F) mille saab leida valemiga (2.43) [8: lk 54].

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{F\lim}}{S'_F \cdot S''_F} \cdot Y_S \cdot K_{FL} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fx} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd}, \quad (2.43)$$

kus

σ_{Flim} – paindeväsimuse piir N/mm² [8: lk 58];

S'_F – purunematust arvestav osategur [8: lk 58];

S''_F – osategur valtstoorikutele [8: lk 59];

Y_S – hamba mõõtmategur [8: lk 60];

K_{Fg} – siirdepinna lihvimist arvestav tegur [8: lk 58];

K_{Fd} – tugevdustegur [8: lk 58];

K_{FL} – ea tegur [8: lk 59];

K_{Fx} – hammaste mõõtmategur [8: lk 60];

K_{Fc} – hammaste kahepoolset koormamist arvestav tegur [8: lk 60].

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{F\lim}}{S'_F \cdot S''_F} \cdot Y_S \cdot K_{FL} \cdot K_{Fc} \cdot K_{Fx} \cdot K_{Fg} \cdot K_{Fd} = \frac{400 MPa}{1.75 \cdot 1.15} \cdot 1.1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.083 = 236.853 MPa$$

Tehtest selgub, et satelliithammasrattale on lubatud paindepinge 236,853 Mpa.

Järgmisena tuleb sooritada kontrollarvutus hammasrattale mõjuva paindepinge kohta (σ_{Fk}) (2.44) [8: lk 52]. Siinkohal tuleb modifitseerida etteantud valemit, et see kehtiks ühe satelliithammasratta kohta. Valemi tulem on jagatud neljaga (neli satelliithammasratast).

$$\sigma_{Fk} = \frac{\frac{\omega_{tF}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{4}, \quad (2.44)$$

kus

ω_{tH} – eriringjõu paindeväsimus N/mm;

m_o – hammasratta moodul mm;

Y_F – kujutegur [8: lk 53];

Y_β – kaldetegur [8: lk 53];

$$\sigma_{Fk} = \frac{\frac{\omega_{tF}}{m_o} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{4} = \frac{\frac{91.793 \frac{N}{mm}}{1mm} \cdot 4.1 \cdot 1}{4} = 111.099 MPa$$

Tehtest selgub, et ühele satelliithammasrattale mõjub paindepinge 111,099 Mpa.

Nüüd on võimalik välja arvutada varutegur (S_{Fteg}) ning järeldada, kas satelliithammasratta parameetrid on piisavad, et pidada vastu paindepingele (2.45).

$$S_{Fteg} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Fk}}, \quad (2.45)$$

kus

σ_F – paindepinge arvutuse tulemus Mpa;

σ_{Fk} – paindepinge kontrollarvutuse tulemus Mpa.

$$S_{Fteg} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Fk}} = \frac{236.853 MPa}{111.099 MPa} = 2.132$$

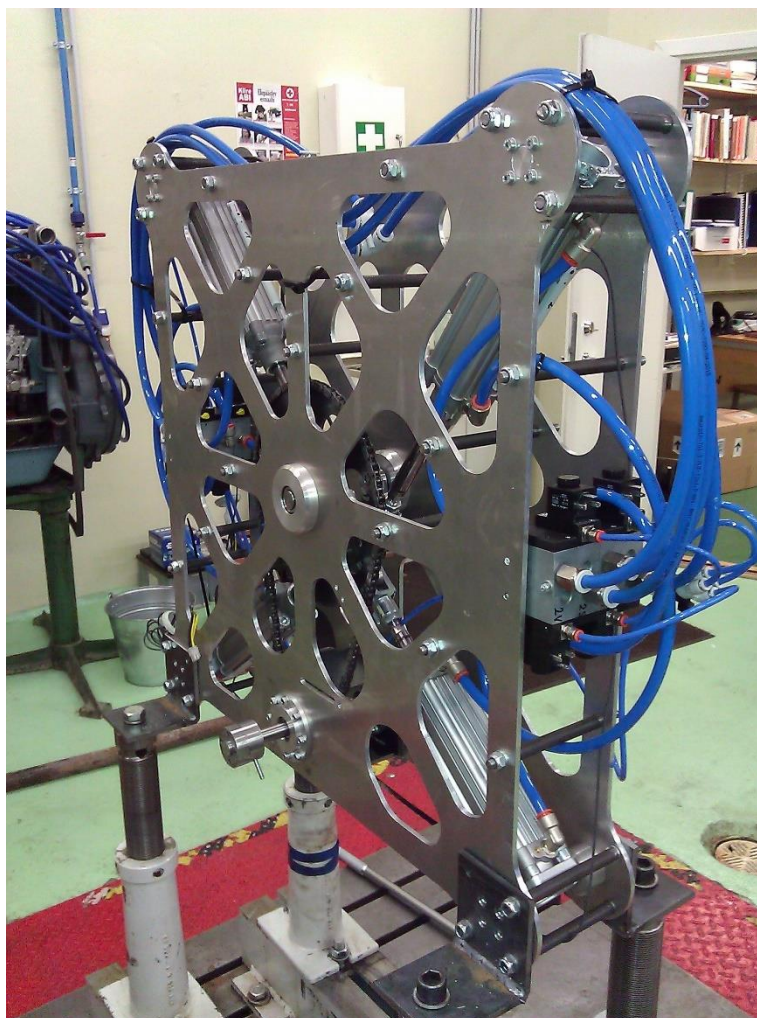
Tehtest selgub, et satelliithammasratta parameetrid on sobivad rahuldamiseks süsteemi nõudeid. Seda tõestab varuteguri suurus 2,132, mis on piisav paindepingele vastu pidamiseks.

Arvutustest võib järeldada, et hammasratastele kuju, moodul ning materjal on piisavad, et planetaarkäigukastis vastu pidada. Järgneb käigukasti projekteerimine.

3. Ajam

3.1 Pneumaatiline radiaalmootor – versioon 1

Ajame esimeseks lüliks on radiaalmootor, millele annavad jõu neli pneumosilindrit, mis on asetatud võrdselt ringjoonele. Konkreetse radiaalmootori esimene versioon (Joonis 3.1) pärineb aastast 2015 ning seda kirjeldab rakenduskõrghariduse lõputöö „Pneumaatilise radiaalmootori projekt“ [10]. Magistritöö ülesandeks on vähendada mootori massi, suurendada jõudlust ning muuta süsteemi kompaktsemaks. Ühtlasi luuga sobiv käigukast ning lõppülekanne.

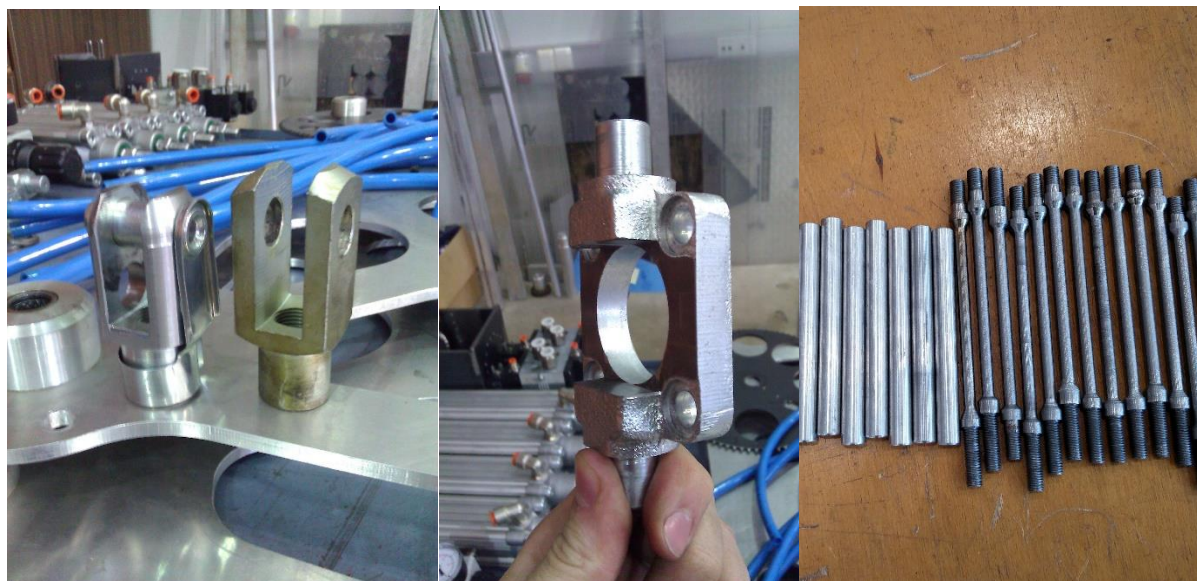


Joonis 3.1 Pneumaatilise radiaalmootori esimene versioon (2015).

Aastal 2015 valminud mootor on töökindel seade, mille modulaarne ülesehitus võimaldab seda lihtsasti modifitseerida.

3.2 Pneumaatiline radiaalmootor – versioon 2

Radiaalmootori teise versiooni peamine eesmärk oli nii liikuva kui ka statsionaarse massi vähendamine. Selle saavutamiseks modifitseeriti nii tööstusstandard tooteid (Joonis 3.2) kui ka ise valmistatud detaile. Mootori detailide vastupidavust simuleeriti CAD tarkvaraga „SolidWorks 2016“. Mootori massi vähenemist kirjeldab tabel 3.1.



Joonis 3.2 Modifitseeritud detailide näited (2016).

Joonisel 3.2 on näha modifitseeritud standardtooteid ning varasemalt Eesti Maatööstuskoostöökeskuses valminud detailide modifikatsioone.

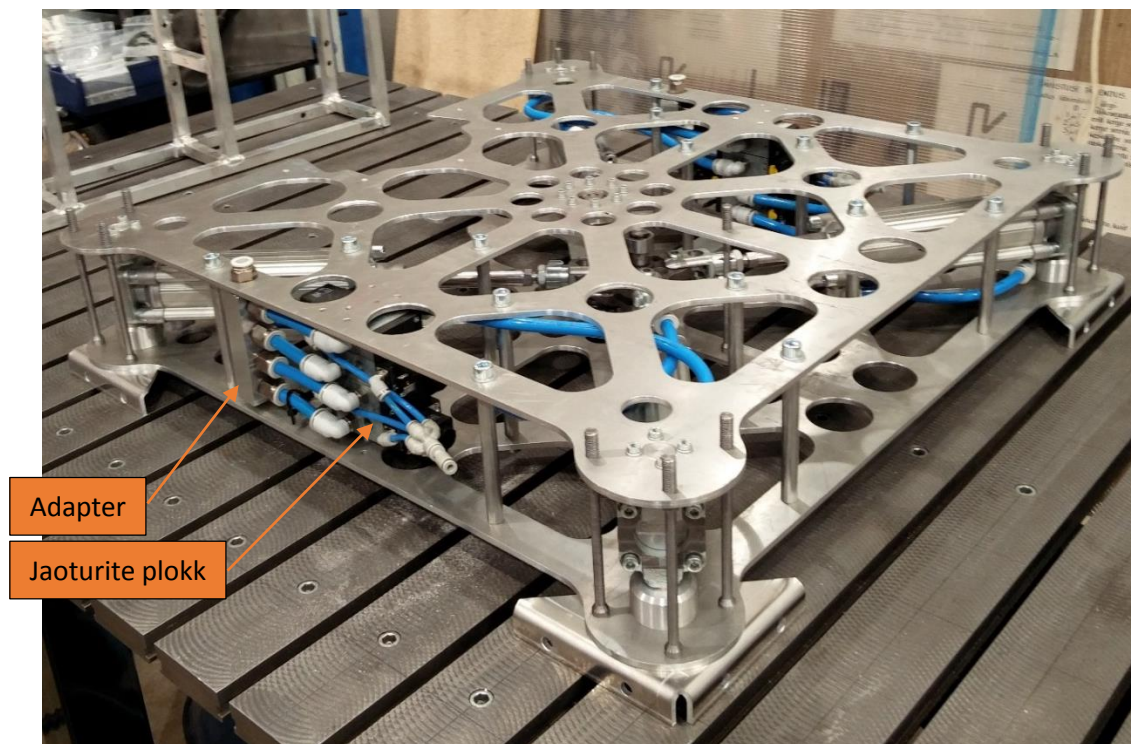
Tabel 3.1 Radiaalmootori detailide massi erinevused esimeses ja teises versioonis.

Detail	Ver 1 mass	Ver 1 detaili arv	Mass kokku ver 1	Ver 2 mass	Ver 2 detailide arv	Mass kokku ver 2
Tikkpolt	0,183	27	4,941	0,09	13	1,17
Tikkpolt alumiinium	0	0	0	0,044	14	0,616
Mootori plaat 1	6	1	6	4,7	1	4,7
Mootori plaat 2	6	1	6	5,1	1	5,1
Väntvõlli südamik	0,835	1	0,835	0,7	1	0,7
Keps	0,437	2	0,874	0,2	2	0,4
Keskmine võll	0,215	1	0,215	0,15	1	0,15
Võll 1	0,138	1	0,138	0,096	1	0,096
Võll 2	0,197	1	0,197	0,09	1	0,09

Ketiratas	1,44	1	1,44	1,44	1	1,44
Laagri pesa	0,145	2	0,29	0,145	2	0,29
Silindri tagumine kinnitus	0,543	4	2,172	0,432	4	1,728
Silindri esimene kinnitus	0,358	4	1,432	0,27	4	1,08
Pneumosilinder	1,812	4	7,248	1,812	4	7,248
Jaotur CD07	0,54	8	4,32	0,54	8	4,32
Erinevad detailid ja kinnitusvahendid	3	1	3	1	1	1
Kokku			39,102			30,128

Tabelist 3.1 selgub, et teises versioonis on mootori mass vähenenud 9 kg.

Teiseks ülesandeks oli muuta süsteemi kompaktsemaks ja efektiivsemaks. See ülesanne täideti adapteri lisamisega mõlemale mootori poolele enne jaoturite plokki. Selle adapteriga vähendati liini pikkust 8m ning säästeti 0,5 liitrit (iga süsteemis oleva baari kohta), mis tähendab, et maksimaalse süsteemi rõhu juures katkestades õhu pealevoolu mootoris laseb rõhuregulaator süsteemist kasutamata õhku välja 5 liitrit iga töötütsüklil jooksul.



Joonis 3.3 Pneumaatilise radiaalmootori teine versioon (2016).

Jooniselt on näha radiaalmootori teist versiooni, kus on võimaluste piires vähendatud massi ning muudetud ka süsteemi kompaktsemaks.

3.3 Pneumaatiline radiaalmootor – versioon 3

Radiaalmootori teise versiooni peamine eesmärk oli nii liikuva kui ka statsionaarse massi vähendamine ning süsteemi kompaktsemaks muutmine. Versioonis nr. 3 järgitakse samasid põhimõtteid (ehkki seekord ei kuulu need prioriteetsesse valdkonda) ning seetõttu on kolmanda versiooni tarbeks modifitseeritud mootori kepsusid, ketiratast ning eemaldatud üleliigseid tikkpolte (Joonis 3.4).

Prioriteetne ülesanne oli efektiivsuse tõstmine ning seetõttu on igale silindrile paigaldatud kiirväljastuse klapid, mis vähendavad aega mille jooksul pärast töötakti silindrid tühjendatakse (Joonis 3.5) ning mootori poolteni juhitakse õhk läbi 16 mm läbimõõduga vooliku (välisläbimõõt 16 mm, seinapaksus 1 mm) varasema 12 mm läbimõõduga vooliku asemel (välisläbimõõt 12 mm, seinapaksus 1,5 mm), millega saavutatakse 35% suurem vooluhulk mootorisse.



Joonis 3.4 Modifitseeritud detailide näited (2017).

Joonisel 3.4 on näha kahekomponente ketiratas, mis on 0,6 kg kergem varasemast versioonist ning uut „kondi“ kujulist kepsu.

Tabel 3.2 Radiaalmootori detailide massi erinevused versioonides kaks ja kolm.

Detail	Ver 2 mass	Ver 2 detailide arv	Mass kokku ver 2	Ver 3 mass	Ver 3 detailide arv	Mass kokku ver 3
Tikkpolt	0,09	13	1,17	0,09	12	1,08
Tikkpolt alumiinium	0,044	14	0,616	0,044	11	0,484
Mootori plaat 1	4,7	1	4,7	4,7	1	4,7
Mootori plaat 2	5,1	1	5,1	5,1	1	5,1
Väntvõlli südamik	0,7	1	0,7	0,7	1	0,7
Keps	0,2	2	0,4	0,2	2	0,4
Keskmine völli	0,15	1	0,15	0,15	1	0,15
Völli 1	0,096	1	0,096	0,096	1	0,096
Völli 2	0,09	1	0,09	0,09	1	0,09
Ketiratas	1,44	1	1,44	0,8	1	0,8
Laagripesa	0,145	2	0,29	0,145	2	0,29
Silindri tagumine kinnitus	0,432	4	1,728	0,432	4	1,728
Silindri esimene kinnitus	0,27	4	1,08	0,27	4	1,08
Pneumosilinder	1,812	4	7,248	1,812	4	7,248
Jaotur CD07	0,54	8	4,32	0,54	8	4,32
Erinevad detailid ja kinnitusvahendid	1	1	1	0,4	1	0,4
Kokku			30,128			28,666

Tabelist 3.2 selgub, et kolmandas versioonis on mootori mass võrreldes teise versiooniga vähenenud 1,5 kg.



Joonis 3.5 Pneumaatilise radiaalmootori kolmas versioon (2017).

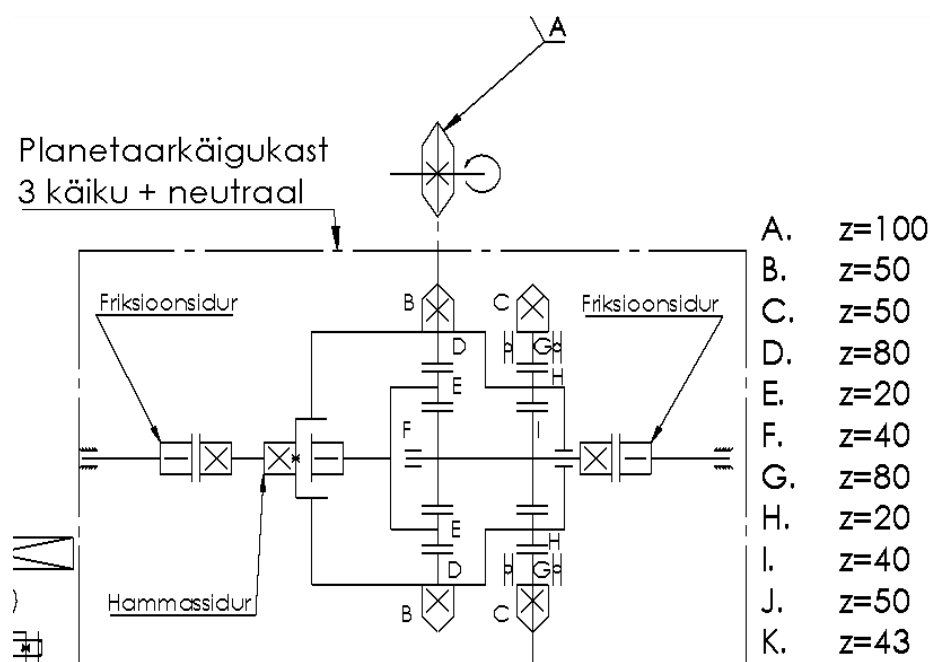
Jooniselt 3.5 on näha radiaalmootori kolmandat versiooni, kus on lisatud kiirväljastusklapid süsteemi efektiivsuse tõstmiseks ning modifitseeritud detaile mootori massi langetamiseks.

3.4 Pneumaatiliselt opereeritav planetaarkäigukast – versioon 1

Pärast 2015. aastal toimunud võistlust selgus, et varasemalt kasutatud kuuekäiguline mootorratta käigukast ei ole sobilik ning tuleb projekteerida uus. Pneumaatilise radiaalmootori ülekandeprojekti teise versiooni eesmärk oli kompaktsed ja efektiivse süsteemi loomine, seega oli loogiline jätk planetaarkäigukasti projekteerimine. Käigukasti inspiratsiooniks on „Simpsoni hammasrattapaarid“.

Käigukasti projekteerimise suurimaks väljakutseks oli mahutada see mootori plaatide vahele, kus on kõrgusesse ruumi maksimaalselt 130mm. Teiseks väljakutseks oli leida variant kuidas käike lülitada, sest mootor annab vähe kiirust, kuid suurt pöördemomenti.

Käigukast koosneb kahest hammasrattakomplektist, mis võimaldavad kokku kolme käigukiirust. Igal hammasrattakomplektil on üks võru, neli satelliithammasratast ning üks südamikhammasratast. Käigukasti sisend on ketiratas, mis on ühenduses mootoril oleva ketirattaga ning käigukasti väljundiks on V-soonega rihmaratas, millelt toimub vedu tagumisele sillale ümarrihmaga.



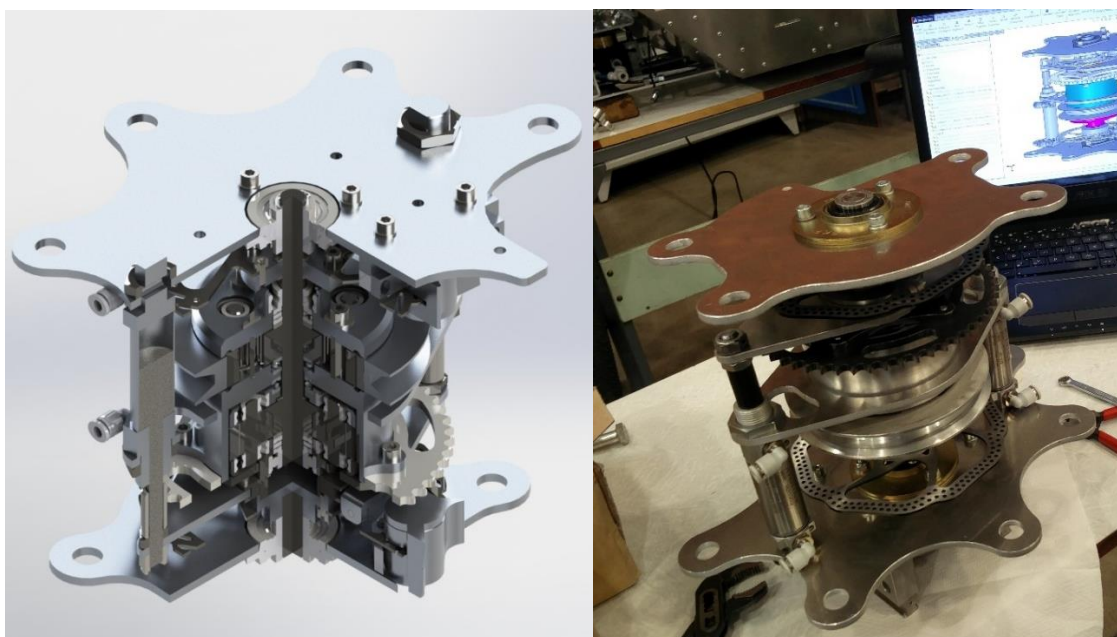
Joonis 3.6 Pneumaatiliselt opereeritava planetaarkäigukasti kinemaatiline skeem.

Joonisel 3.6 on näha planetaarkäigukasti kinemaatilist skeemi koos olulisemate detailide kirjeldusega. Paremal tulbas esitletud „z“ väärtused kirjeldavad hammasrattaste ja ketirattaste hammaste arvu. Käigukasti sisendketiratas on markeeritud tähega B ja väljund tähega C.



Joonis 3.7 Pneumaatiliselt opereeritava planetaarkäigukasti esimese versiooni mudel ja detailid (2016).

Jooniselt 3.7 on näha millistest komponentidest on käigukast koostatud.



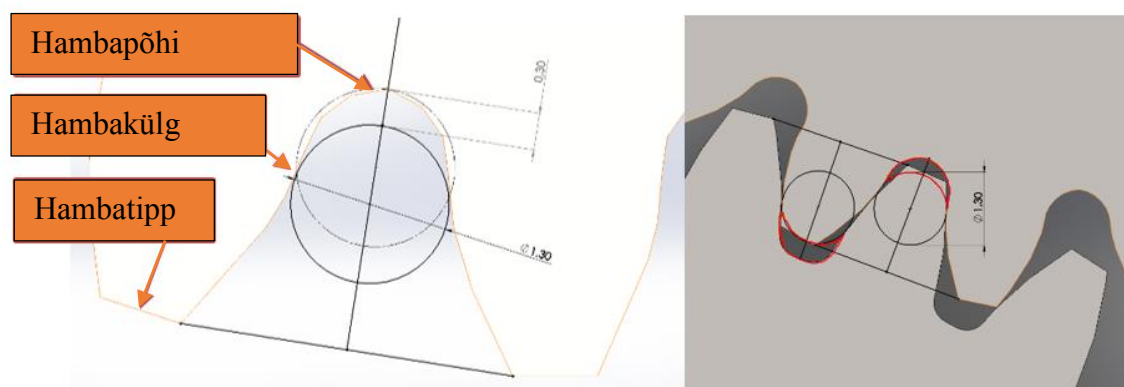
Joonis 3.8 Pneumaatiliselt opereeritava planetaarkäigukasti esimese versiooni lõige ning valmis koost (2016).

Jooniselt 3.8 on näha planetaarkäigukasti lõiget mudelikeskkonnas ning esimest koostatud versiooni.

3.5 Käigukasti hammasrattad

Planetaarkäigukasti hammasrataste valmistamiseks on kasutatud alternatiivset meetodit abrasiivvesilõikuse näol. Meetodit on kasutatud töökoja võimekuse puudumise, hammasrataste tõukamise tõttu ning seetõttu tuli leida variant, kuidas oleks võimalik hammasratta komplektid toota – ka kuluefektiivselt. Hammasrataste materjal on S355 J0, hammasrataste paksus 20mm ning hamba moodul 1. Hammasrattad lõigati tööpingil: „Flow Mach 4–4020c“, mille joa raadius on 0,65mm [11].

Varasemalt oli teada, et materjali paksenedes hakkab läbilõige kõrvale kalduma ning pinnad koonusesse kiskuma (Joonis 3.10). Ühtlasi oli võimalus, et hammasratta hamba moodul on liiga väike ning joa diameeter võib hammast deformeerida (Joonis 3.9).



Joonis 3.9 Vesilõikuse masina joalaius on suurem kui hambamoodul

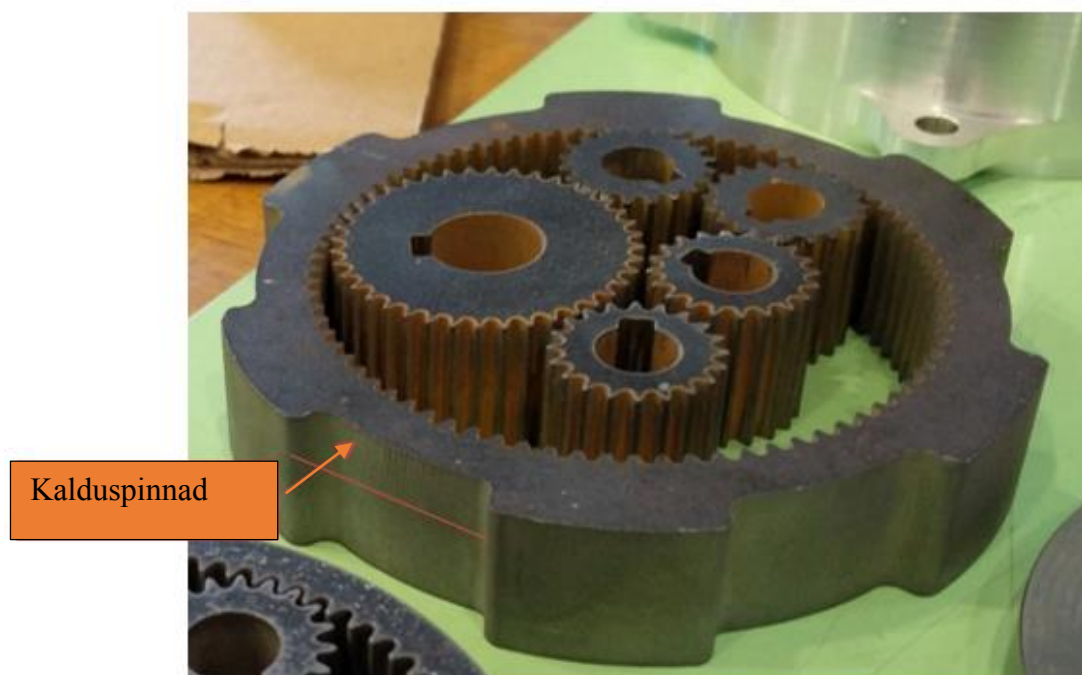
Jooniselt 3.9 on näha, et vesilõikusepingi joa läbimõõt on suurem kui standard moodul 1 profiili külgede vaheline laius. See tähendab, et võimalikud on mitu stsenaariumi: a) vesilõikuse juga ei ulatu hambapõhjani ning hambapõhi jääb 0,3 mm kõrgem, kui see tohib olla; b) vesilõikuse juga ulatub põhjani välja ja eemaldab hammaste külgedelt materjali ning ühtlasi teeb põhja suurema vabastuse, mis võib mõjuda hamba tugevustingimusele. Kahest variandist on töötlemise seisukohalt parem variant b, sest variant a-ga ei ole hammasratastel ruumi, et hambuvusse astuda (joonis 3.8 parempoolne pilt).

Olukorda saab parandada järgnevatel viisidel:

- a) Kasutada suurema mooduliga hammasrattaid – tekib lõikamisel rohkem ruumi.
- b) Alandada hammasratta hamba kõrgust – hambumus läheb paremaks.

- c) Lõigates joaga põhjani välja ning ohverdades hammaste küljed – hambumus ulatub põhjani, kuid lõtk on hammaste vahel suurem.
- d) Kasutada töötlemiseks abrasiivvesilõike pinki, millel on väiksem joa läbimõõt.

Lisaks geomeetriast tingitud probleemidele tuleb tähelepanu pöörata ka materjalist ning materjali paksusest tulenevatele iseärasustele. Eksperimendi käigus selgus, et ka kompenseeriva peaga vesilõikuse pink lõikab detaili sügavamatest kihtidest koonusesse ning jätab pinnale lainelisuse. See tähendab, et hammasrataste puhul hambusid hammasratta komplektid ainult sedapidi nagu need olid pingis plaadist lõigatud. Hammasrataste hambaprofiil oli kergelt külgsuunas (lõikepea liikumise suunas) kallutatud. Ühtlasi on välimise võru pinnalt selgesti eristatavad läbilõike vaod, mis tingimata ei ole halvad, sest antud käigukasti projektis sai võrule (teras) rihmaratta (alumiinium) paigaldada selliselt, et täiendavaid kinnitussvahendeid ei olnud tarvis kasutada.



Joonis 3.10 Vesilõikusel tekkiv pinnakaredus ning kalle.

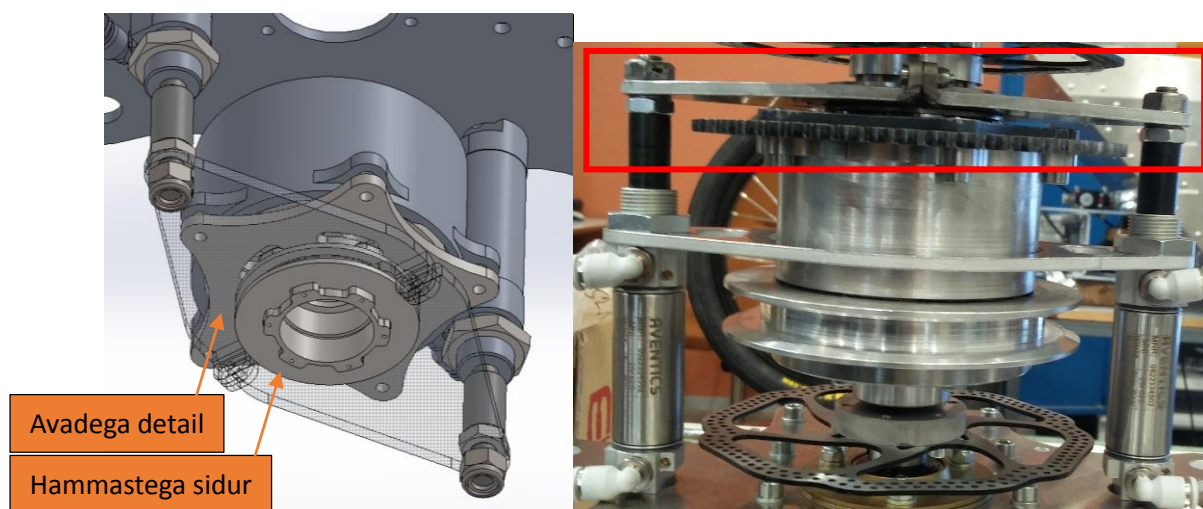
Joonisel 3.10 on näha vesilõikusest tekkivad pinnalainelisused.

3.6 Käigukasti käiguvahetus süsteem – versioon 1

Planetaarkäigukasti käikude lülitamiseks on tarvis hammasratta komplekte pidurdada ja vabastada. Käikude lülitus toimub pneumaatiliselt ning sõltuvalt masina kiirusest automaatselt.

Antud käigukastil on lahendatud käigud järgnevalt:

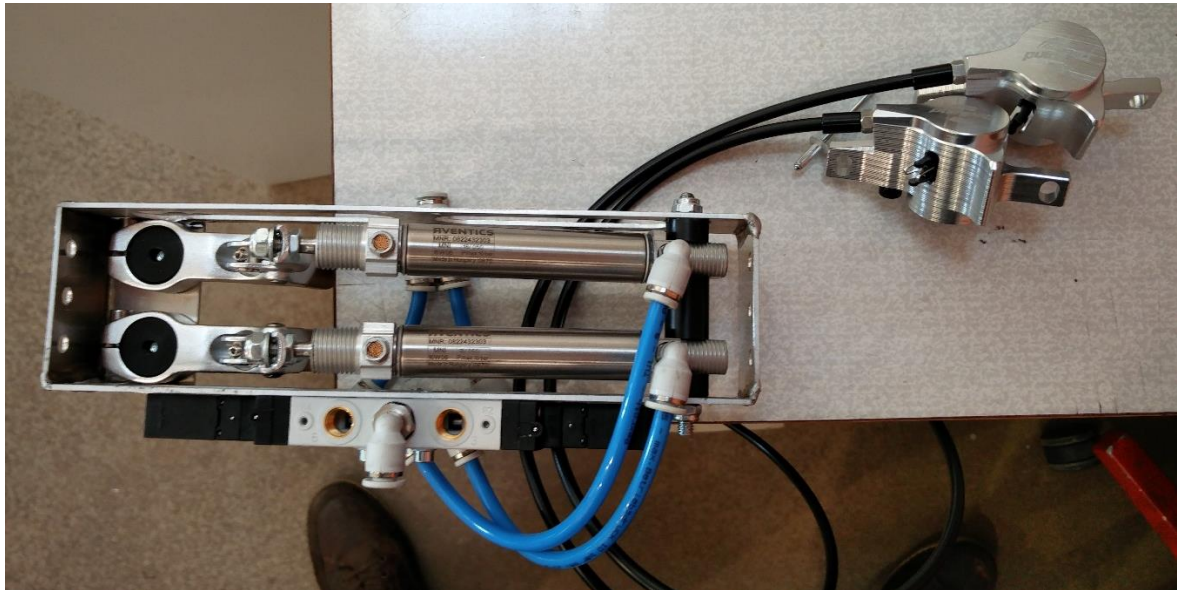
1. käik – füüsiline hammastega sidur, mida lülitavad kaks pneumosilindrit läbimõõduga 25 mm ning käiguga 25 mm. Käiguvahetusel ühendatakse kokku sisend ja käigukasti südamik (Joonis 3.11).
2. käik – käigukasti südamikule on paigaldatud jalgratta piduri ketas ning seda hoitakse kinni hüdraulilise jalgrattapiduriga, mida omakorda rakendatakse vedruennistuva pneumosilindriga, millel on läbimõõt 16 mm ning käik 50 mm (Joonis 3.12).
3. käik – alumisele hammasratta komplekti korpusele on paigaldatud jalgratta piduri ketas ning seda hoitakse kinni hüdraulilise jalgrattapiduriga, mida omakorda rakendatakse vedruennistuva pneumosilindriga, millel on läbimõõt 16 mm ning käik 50 mm.
4. Neutraalkäik – kõik käigud on lahti ühendatud.



Joonis 3.11 Planetaarkäigukasti esimese käigu käiguvahetussüsteemi mudel ning koost. Esimene versioon (2016).

Jooniselt 3.11 on näha hammastega sidurit, mis liugub nuutprofiilil ning esimene käik on rakendatud, kui hammastega detail siseneb avadega detaili ning lukustub. Esimeselt käigult teisele käigule liikumiseks lükkavad kaks pneumosilindrit esimese käigu välja ning teise käigu pneumosilinder rakendub, lukustades piduri sadula. Kolmanda käigu rakendamiseks lülitatakse

teise käigu pneumosilindrilt õhk välja ning suunatakse õhk kolmanda käigu pneumosilindrisse, rakendades kolmanda käigu.



Joonis 3.12 Planetaarkäigukasti teise ja kolmanda käigu käiguvahetussüsteem. Esimene versioon (2016)

Jooniselt 3.12 on näha kuidas on ühendatud planetaarkäigukasti piduri sadulad ning käike hoidvad pneumosilindrid.

3.7 Käigukasti analüüs – versioon 1

Käigukast koosneb mitmest üsna keerukast ning suurt täpsust nõudvast detailist, mille valmistamine õnnestus Eesti Maaülikooli tehnikainstituudi töökojas CNC freespingil. Hammasratta komplektid telliti vesilõikusest (sobivate tööriistade puudumisel) ning vastavalt peatükis „3.5 Käigukasti hammasrattad“ välja toodud probleemidele, tuli hammasratta komplekte sobitada (Joonis 3.13). Peamiseks põhjuseks võib lugeda, et hammasrataste hammaste põhjad olid liiga kõrged ning hambumisel kiilusid hammasrattad kinni. Pärast sobitamist istusid hammasrattad kokku, kuid tuli läbi viia esmane sissetöötamise tsükkel (Joonis 3.14).



Joonis 3.13 Planetaarkäigukasti hammasrataste sobitamine muukviilide abil (2016).



Joonis 3.14 Planetaarkäigukasti hammasrataste sissetöötamine treipingis (2016).

Esmase sissetöötamise tsükli lõpuks hakkas käigukast pöörlema kergemalt ning see sai võetud lahti, puhastatud ning uuesti määrdega koostatud.

Käigukasti katsetamise ajaaken oli väga kitsas ning ümarrihm lõppülekande probleemide tõttu ei olnud võimalik käikudega seonduvaid probleeme lõplikult lahendada. Käigukasti esimene käik töötas ideaalselt, kuid teise ja kolmanda käigu pidurid ei jõudnud ülekantava pöördemomendi tõttu käike sees hoida ning libisesid läbi. See probleem sai lahenduse käigukasti versioonis 2.

Käigukasti hammasrataste eksperimendi võib lugeda õnnestunuks, sest ükski hammasratas ei purunenud ning hambumus oli rahuldav (mooduliga 1,5 ei oleks pidanud sobitamist läbi viima).

3.8 Pneumaatiliselt opereeritav planetaarkäigukast – versioon 2

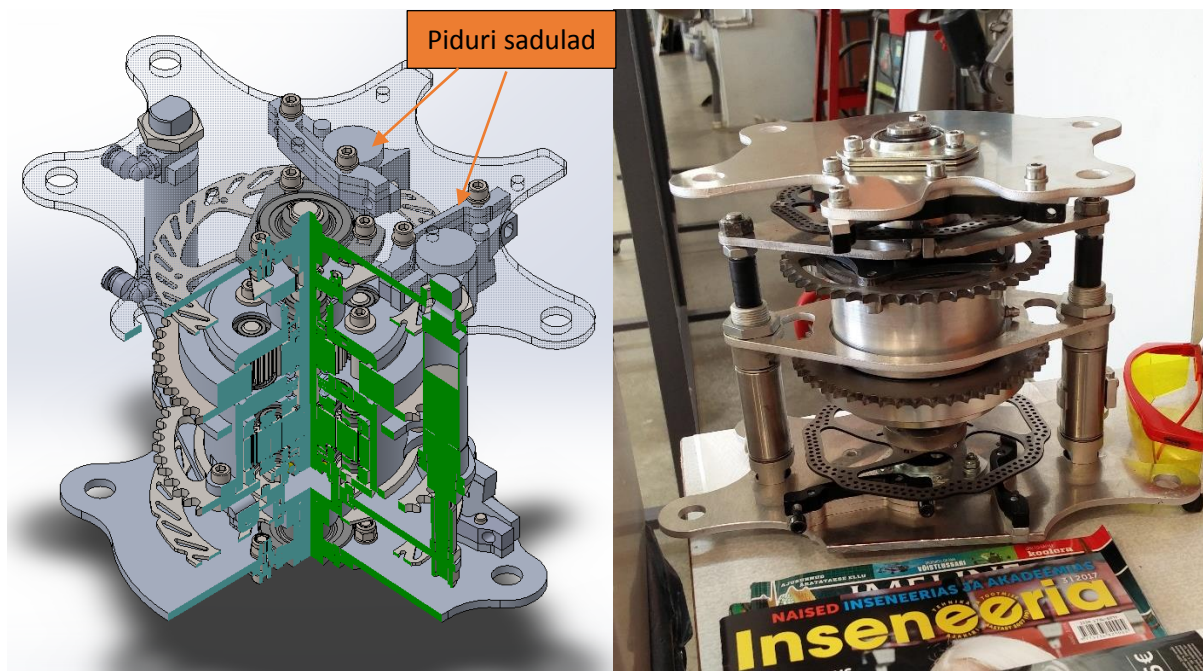
Pärast 2016. aastal toimunud võistlust selgus, et planetaarkäigukasti teine ja kolmas käik ei töötanud ning need vajasisid modifikatsiooni. Olukorra paremaks hindamiseks võeti käigukast juppideks ning puhastati. Inspektsiooni käigus ei tuvastatud ühtegi mõra ega suurt kulumist, seega käigukast koostati uuesti paigaldades ka vajalikud uued detailid.

Käigukasti sisendis muudeti ketiratta hammaste arvu ning ümarrihm ülekande eksperimendi ebaõnnestumise tõttu paigaldati ka käigukasti väljundisse ketiratas, mis on ühenduses nurkhammasreduktor ülekandega (1:1).



Joonis 3.15 Pneumaatiliselt opereeritava planetaarkäigukasti teise versiooni detailid (2017).

Jooniselt 3.15 on näha, millistest komponentidest on käigukast koostatud. Lahtised laagrid on välja vahetatud kattega laagrite vastu.



Joonis 3.16 Pneumaatiliselt opereeritava planetaarkäigukasti teise versiooni lõige ning valmis koost (2017).

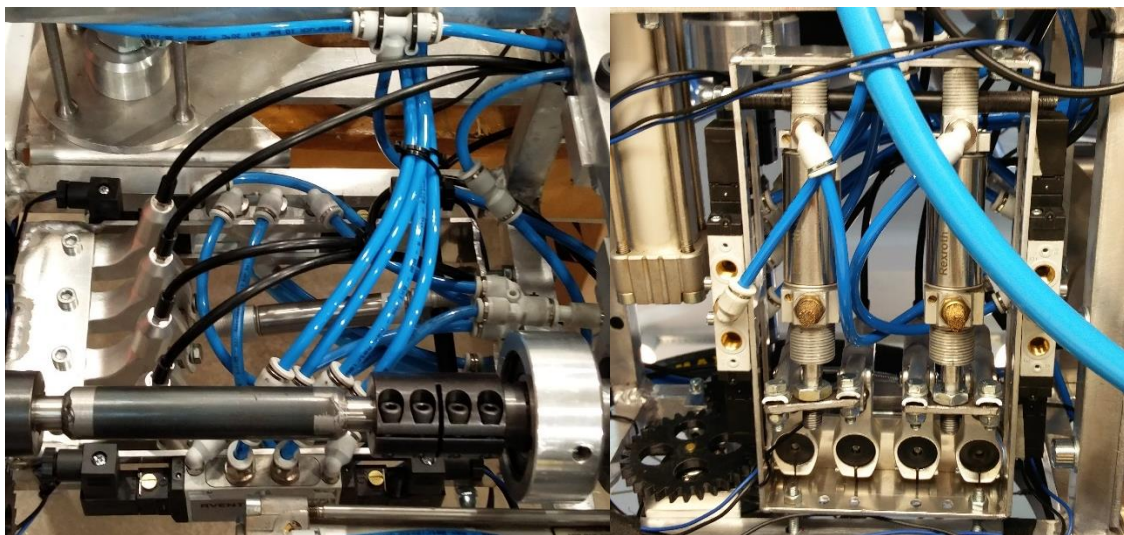
Jooniselt 3.16 on näha planetaarkäigukasti teise versiooni lõiget mudelikeskkonnas ning koostatud varianti, kus on lisatud teise ning kolmanda käigu lukustamiseks teine piduri sadul.

3.9 Käigukasti käiguvahetussüsteem – versioon 2

Planetaarkäigukasti käikude lülitamiseks on tarvis hammasratta komplekte pidurdada ja vabastada. Käikude lülitus toimub pneumaatiliselt ning sõltuvalt masina kiirusest automaatselt. Erinevus esimeses versioonis käsitletud süsteemist on sisse viidud modifikatsioon piduri sadulate arvus ning pneumosilindrite suuruses (16 mm läbimõõduga pneumosilindrite puhul oli tarvis liiga suurt süsteemi rõhku selleks, et käigud püsiksid lukustatuna). Pneumosilindrid, mis lülitavad teist ja kolmandat käiku (vanad läbimõõt 16 mm, käik 50 mm) on vahetatud välja järgmiste sobivate vastu, milleks on läbimõõt 25 mm ning käik 25 mm. Nendel silindritel oli piisavalt jõudu, et madalamal rõhul hoida käike lukustatuna.

Antud käigukastil on lahendatud käigud järgnevalt:

1. käik – füüsiline hammastega sidur, mida lülitavad kaks pneumosilindrit läbimõõduga 25 mm ning käiguga 25 mm. Käiguvahetusel ühendatakse kokku sisend ja käigukasti südamik (Joonis 3.11).
2. käik – Käigukasti südamikule on paigaldatud jalgratta piduri ketas ning seda hoitakse kinni hüdraulilise jalgrattapiduriga, mida omakorda rakendatakse vedruennistuva pneumosilindriga, millel on läbimõõt 25 mm ning käik 25 mm (Joonis 3.17).
3. käik – alumisele hammasratta komplekti korpusele on paigaldatud jalgratta piduri ketas ning seda hoitakse kinni hüdraulilise jalgrattapiduriga, mida omakorda rakendatakse vedruennistuva pneumosilindriga, millel on läbimõõt 16 mm ning käik 50 mm.
4. Neutraalkäik – kõik käigud on lahti ühendatud.



Joonis 3.17 Planetaarkäigukasti teise ja kolmanda käigu käiguvahetussüsteem. Teine versioon (2017).

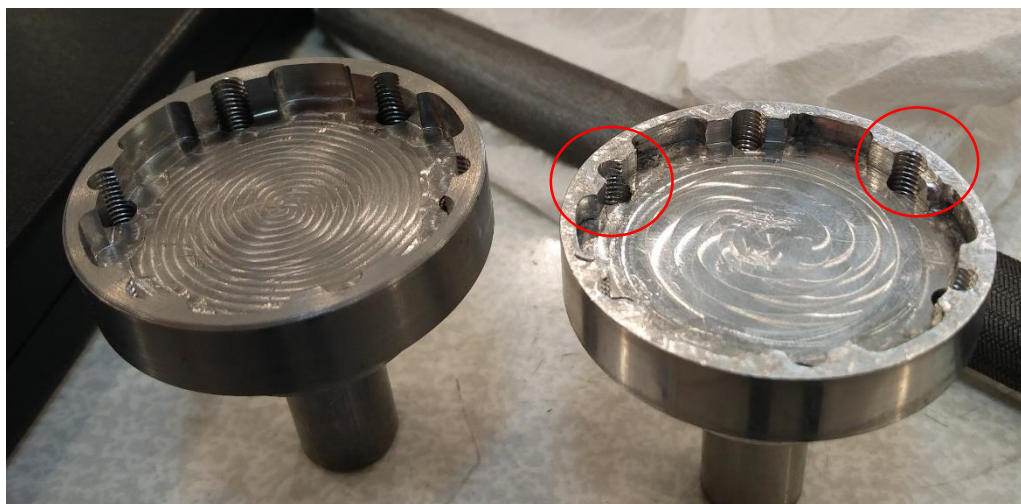
Jooniselt 3.17 on näha kuidas on ühendatud planetaarkäigukasti pidurisadulad ning käike hoidvad pneumosilindrid. Vasakul pildil on näha nelja pidurisadulaga süsteem vanade silindritega ning paremal pildil modifitseeritud versiooni uute suuremate silindritega.

3.10 Käigukasti analüüs – versioon 2

Käigukasti taaskoostades sai alumise hammasratta komplekti südamiku alla paigaldatud kaliiberseib, mis tõstis kõik hammasrattad samasse tasapinda. Võrreldes varasema pöörlemise takistuse ja heliga, võib väita, et uuesti koostatud käigukast käib vabamalt ning vaiksemalt.

Tegemist võib olla ka stsenaariumiga, kus käigukast on korralikult sisse töötanud ning seetõttu on ka efekt suurem. Paigaldades käigukasti masinale ning seda sõites katsetades, lukustusid kõik käigud ilma takistusega ning ühtlasi ka püsisid lukus.

Nädal enne võistlus purunes alumiiniumdetail, mis hoidis kinni kolmanda käigu piduri ketast (Joonis 3.18) ning see tuli uuesti toota terasest.



Joonis 3.18 Purunenud ja modifitseeritud kolmanda käigu kandur.

Joonisel 3.18 on näha vigastatud alumiiniumist kolmanda käigu kandurit ning terasest uut.

Üks päev enne väljasõitu võistlusele, katsetades ökonoomset ja jõurežiimi, hakkas kolmas käik mootorit pidurdama ning kuna aeg oli otsas, tuli selle kasutamine programmist eemaldada. Võib juhtuda, et kolmandal käigul on mehaaniline vigastus ning selle uurimiseks tuleks käigukast uuesti avada.

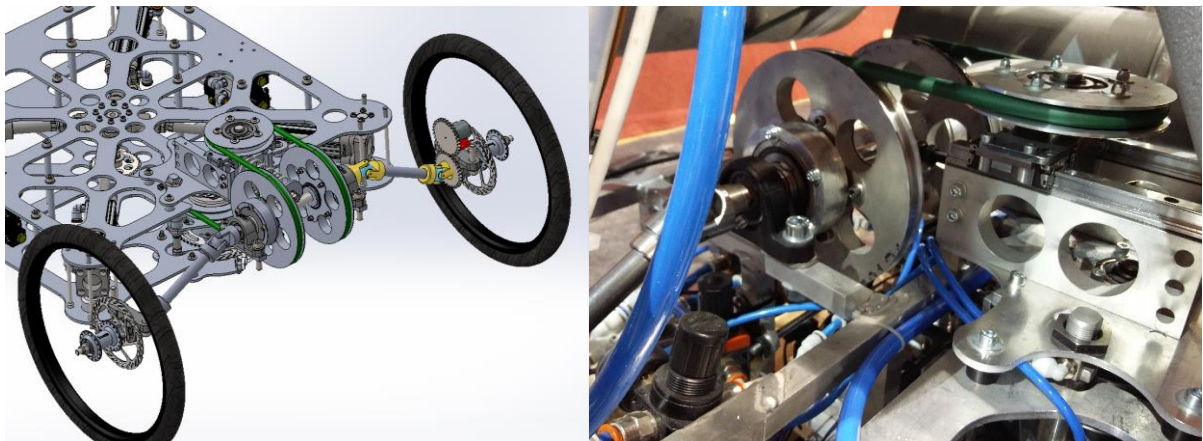
Kolmanda käigu vigastusest hoolimata võib öelda, et käigukast töötab ning käiguvahetus on ühtlane. Käigud on korralikult lukustunud ning ei libise läbi.

Tulevikus tuleb üle vaadata mis on juhtunud kolmanda käigu hammasratastega ning vigastuse korral välja vahetada kõik hammasratta komplektid.

3.11 Lõppülekanne – versioon 2

Esimene versioon kasutas lõppülekanadena ühte 26 tollist ratast ning selle ratta vabajooksusidurit vaba veerevuse tagamiseks.

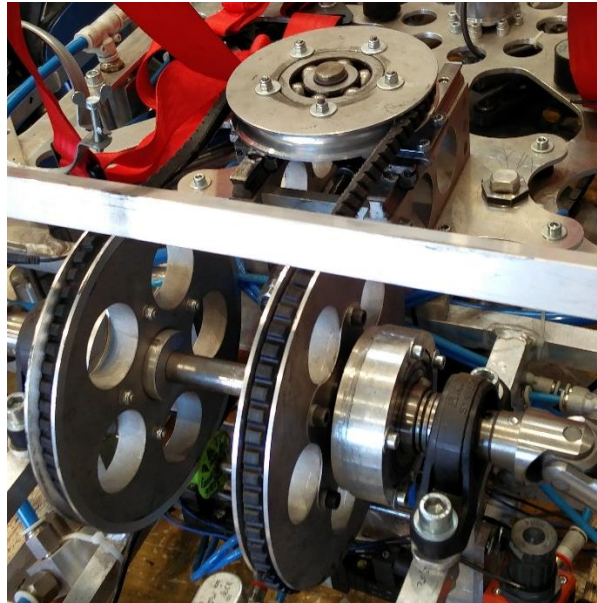
Teises versioonis on pneumosõidukil ette nähtud asetus neljale rattale ning selleks, et mõlemad tagumised 20 tolli rattad kannaksid üle vedu, oli tarvis diferentsiaalülekanet (kasutatakse vabajooksusidureid, et saavutada diferentsiaalülekanet). Ühtlasi oli eemaldatud koonushammasratastega koonusülekanne mootori plaadi vahelt, sest samale kohale asetati planetaarkäigukast. Veosuuna muutus horisontaalselt vertikaalseks oli planeeritud ümarrihmaga (Joonis 3.19).



Joonis 3.19 Ümarrihm lõppülekanne mudel ning koost. Versioon 2 (2016)

Ümarrihma ei kasutata jõuülekannetes, kuid soov oli eksperimenteerida. Kahjuks sai kiiresti selgeks, et tavaline ümarrihm hakkab venima ning ei suuda pakkuda piisavat vedu. Kindlasti aitas ebaõnnestumisele kaasa ka süsteemi valesti projekteerimine, mis tähendab, et vedu toimus läbi pingutuseks mõeldud rullikute. Saadaval on ka armeeritud ümarrihma, mida tulevaste ümarrihma kasutamise eksperimentide käigus võib proovida – pneumobiili projekti raames selgus viga liiga hilja ning ei olnud võimalik armeeritud rihma õigeaegselt tellida.

Küll aga õnnestus võistlustel kohapealt soetada sobiva pikkusega kiilrihm, mis küll pöörles ümarate pingutusrataste peal ringi, kuid vedu oli tagatud (Joonis 3.20).

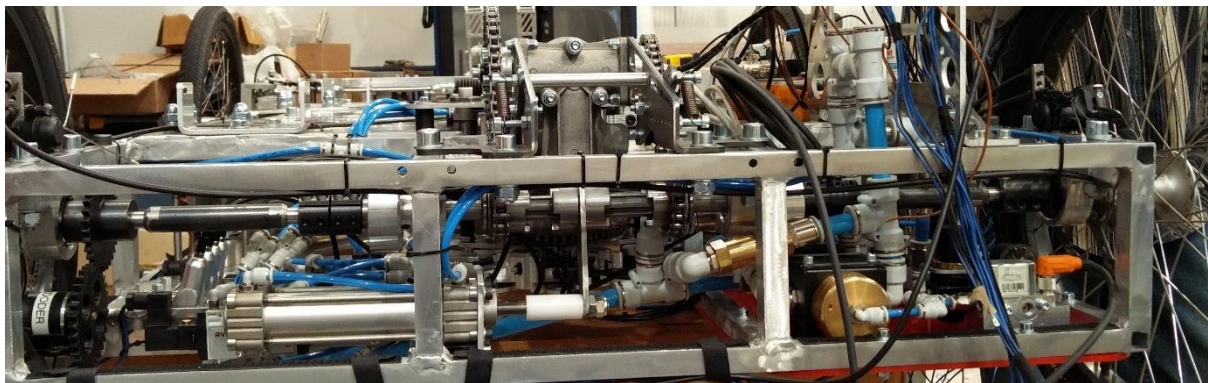
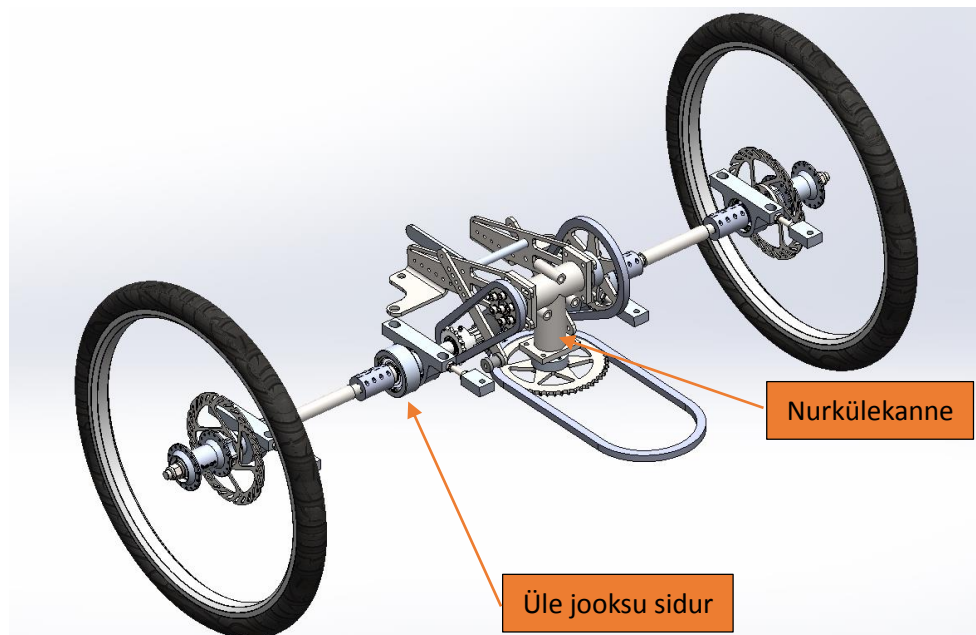


Joonis 3.20 Kiilrihma paigaldus süsteemi, ümarrihma asemele. Versioon 2 (2016)

Joonisel 3.20 on näha kiilrihma töötamas ümarrihma süsteemis. Kiilrihmaga sai võistlustel sõita ning see ei libisenud. Küll aga olid ülekandesuhted valesti arvutatud ning rihmarattaid ei ole võimalik uuesti kasutada versioonis 3, mis tähendab, et kolmandas versioonis liigutakse samm tagasi koonusülekande poole.

3.12 Lõppülekanne – versioon 3

Pärast lõppülekanne teise versiooni ebaõnnestumisi tuli projekteerida lõppülekanne uuesti kasutades kettülekanne ning nurkreduktorit. Koonusülekandena kasutati ühe sisendi ning kahe väljundiga 1:1 ülekande suhtega reduktorit. Reduktori sisendvõllile kantakse üle vedu käigukastist ning väljund võllidel asuvad erineva hammaste arvuga ketirattad, mis võimaldavad valida ökonoomse ning kiirenduse režiimi vahel ning on ühenduses tagumisel sillal olevate ketirattastega (Joonis 3.21).



Joonis 3.21 Lõppülekanne ja tagumine sild, mudel ja koost – versioon 3 (2017).

Joonisel 3.21 on näha kolmanda versiooni lõppülekanne ning tagumise silla koost. Tagumisel sillal toimub lõppülekanne käiguvahetus pneumosilindriga, liigutades kahvli otsas asetsevat hammassidurit vasakule või paremale, saavutades soovitud ülekandesuhte. Diferentsiaalülekanne on lahendatud kahte ülejooksu sidurit kasutades.

Nädal enne võistlust selgus, et lõppülekanne kasutatud reduktor ei pidanud mootori löökoormusele vastu (Joonis 3.22) ning hammasrattad olid purunenud.

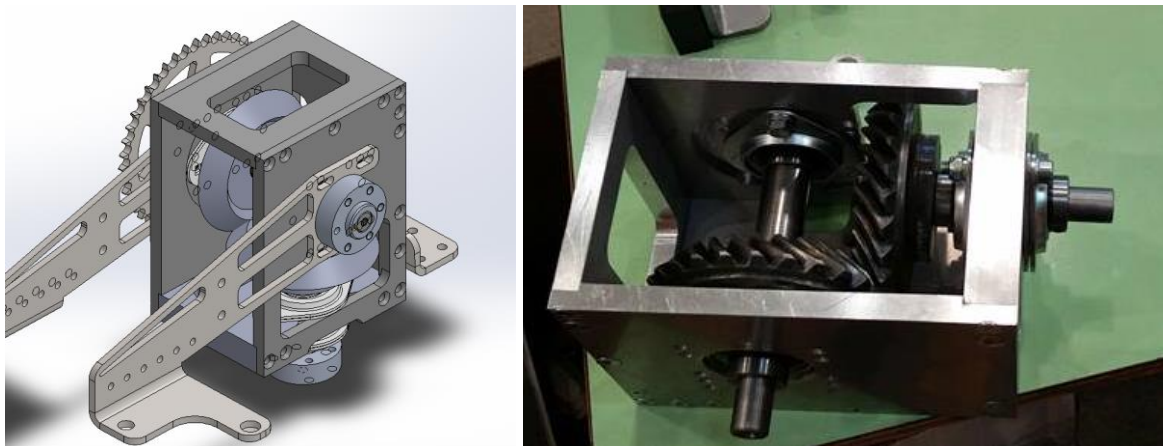


Joonis 3.22 Nurkülekande purunenud hammasrattad.

Nurkreduktori purunedes oli kaks varianti:

- a) kasutada tagavara nurkülekannet ning riskida sama olukorraga;
- b) projekteerida ja valmistada olemasolevatest hammasratastest uus nurkülekanne.

Otsus sai langetatud viimase kasuks (Joonis 3.23) ning ajaaken masin uuesti komplektseks saada oli 4 päeva.



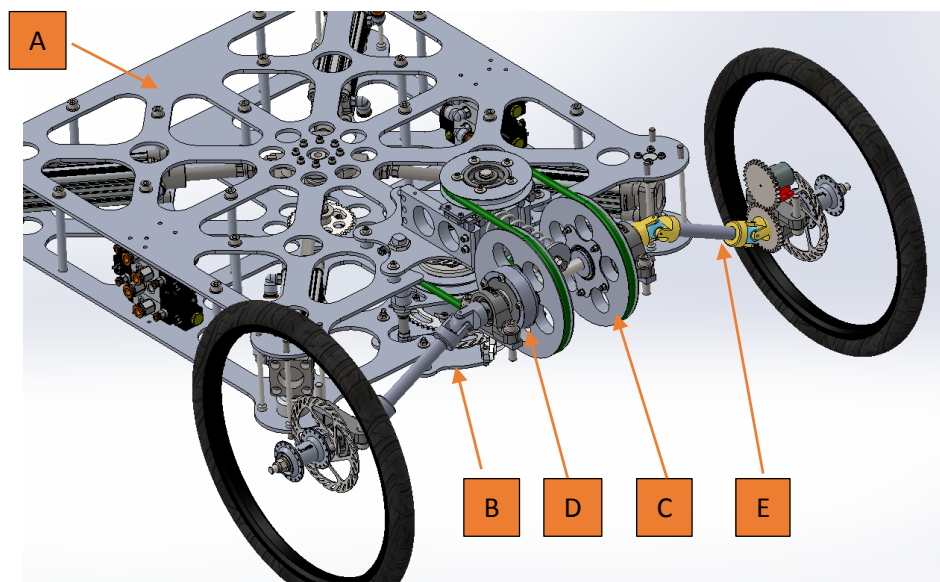
Joonis 3.23 Uue nurkülekande mudel ning koost.

Joonisel 3.23 on näha uut nurkülekannet, mis võimaldas masinal võistelda, kuid kabariitmõõtmetest tuleneval põhjusel sundis kasutama väiksema hammaste arvuga ketiratast, mille tagajärjel masina kiirendusvõime sai kannatada.

3.13 Komplektne jõuülekannet – versioon 2

Pneumobiili 2016. aasta komplektne jõuülekannet on edasiarendus pneumobiili 2015. aasta süsteemist (vaata Lisa B – Joonis B1) ning sellesse kuuluvad järgnevad elemendid:

- A – Pneumaatiline radiaalmootor.
- B – Planetaarkäigukast.
- C – Lõppülekannet/ümarrihmülekannet.
- D – Diferentsiaalülekannet.
- E – Poolteljed ja rattad.



Joonis 3.24 Komplektse jõuülekande mudel – versioon 2.

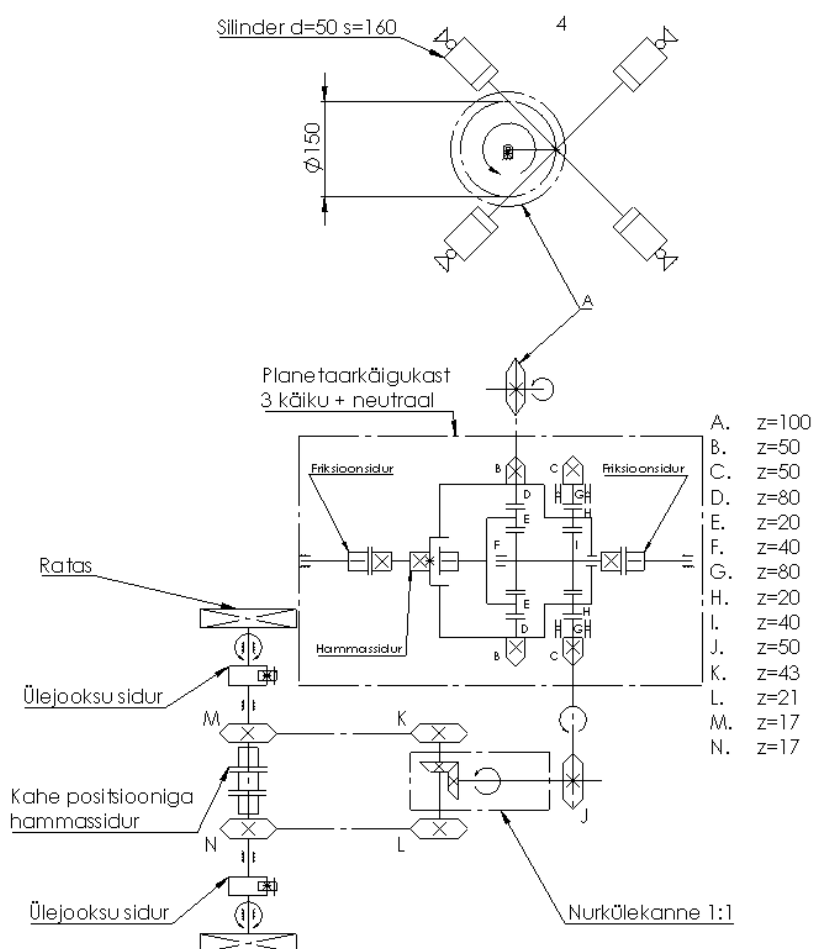
Joonisel 3.24 on näha komplektse jõuülekande tähtsamaid osasid mudelikeskkonnas.



Joonis 3.25 Komplektne jõuülekanne ilma tagumiste rataste ja rihmata – versioon 2.

Joonisel 3.25 on näha komplektse jõuülekannde koostu, koostamise hetkel. Koostust puuduvad: rattad, ümarrihm, rihmapinguti. Jõuülekanne on paigaldatud masinale (2016) (vaata Lisa B - Joonis B2).

3.14 Komplektne jõuülekanne – versioon 3

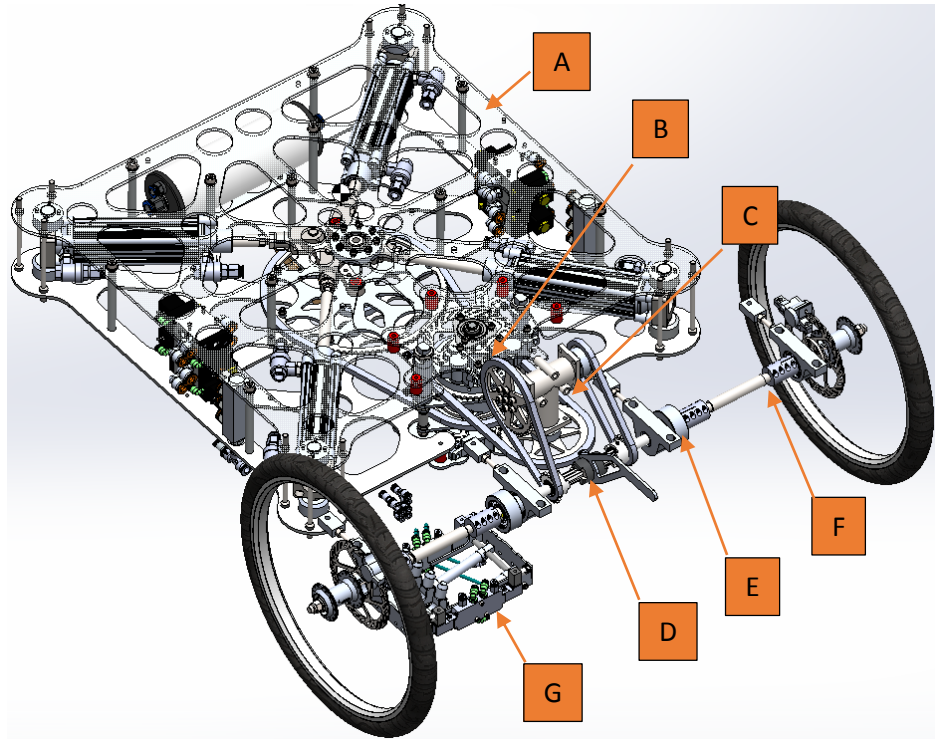


Joonis 3.27 Komplektse jõuülekannde kinemaatika skeem – versioon 3.

Pneumobiili 2017. aasta kompleksesse jõuülekanndesse kuuluvad järgnevad elemendid:

- A – Pneumaatiline radiaalmootor.
- B – Planetaarkäigukast.
- C – Lõppülekanne/nurkülekanne.
- D – Ökonoomne ning jõukäik.

- E – Diferentsiaalülekanne.
 F – Poolteljed ja rattad.
 G – Käigukasti pidurisüsteem.



Joonis 3.27 Komplektse jõuülekanne mudel – versioon 3.



Joonis 3.28 Komplektne jõuülekanne – versioon 3.

Joonisel 3.28 on näha kolmanda versiooni komplektset jõuülekannet koostamise hetkel. Jõuülekanne on paigaldatud masinale (2017) (Vaata Lisa B - Joonis B3).

KOKKUVÕTE

Pneumosõiduki jõuülekande projekti võib lugeda üldjoontes õnnestunuks, sest projekteeritud ning koostatud elemendid töötavad, mõningate eranditega, tõrgeteta. Projekti käigus oli võimalik eksperimenteerida süsteemidega, mis ei kuulu tööstuse valdkonnas igapäevasesse kasutusse.

Rahvusvahelisel võistlusel „International Aventics Pneumobile Competition“ on võistlussõidukit Technics 1, mille ajamit käsitletakse käesolevas lõputöös, auhinnatud tehniliste lahenduste eest kolme aasta jooksul vastavalt kolmanda, teise ning esimese kohaga.

Käesoleva magistritöö raames on sooritatud järgnevad teoreetilised ja praktilised ülesanded:

1. Varasema ajami puuduste selgitamine.
2. Ajami arvutus.
3. Ajami mudeli loomine.
4. Ajami koostamine.
5. Ajami katsetamine võistlussõiduki Technics 1 peal.
6. Ajami puuduste selgitamine ning soovitude tegemine parandamiseks.

Magistriastme projekt jätab vastamata küsimustele, mida on võimalik edasi uurida:

1. Kas armeeritud ümarrihm sobib jõuülekandesse?
2. Miks pidurdab planetaarkäigukasti kolmas käik süsteemi?
3. Kui palju löökoormust tekitab mootor kohapealt kiirendades?

Kasutades käesolevat tööd, on võimalik Technics 1 võistlussõiduki ajamit parendada või koostada ajami analooge.

SUMMARY

Pneumatic vehicle power transmission project can be read as a success, since around 85% of the designed and assembled elements are working without flaws. Experimentation of nonstandard industrial solutions were possible during the project.

Technics 1 competition vehicle, which uses the power transmission unit described in this thesis, has been awarded at the “International Aventics Pneumobile Competition“ three times in the ingenuity of design category respectively: third, second and first prize.

During the thesis project, following theoretical and practical assignments were accomplished:

1. Examination of previous drive system;
2. Calculation of the drive system;
3. CAD model of the drive system;
4. Assembly of the drive system;
5. Testing of the drive system under the competition vehicle Technics 1;
6. Examination of the drive system flaws and suggestions for future.

Master’s thesis project lacks complete answers and further research is needed for the following questions:

1. Can a reinforced round belt used as a power transmission part?
2. Why is the planetary gearbox third gear braking the system?
3. How much impact load does the motor produce when accelerating from stop?

This thesis project can be used to better the Technics 1 competition vehicle’s drive system. Also it can be used to create analogs of similar drive systems.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. „X. International Aventics Pneumobile Competition“ võistluse reeglid, [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://en.pneumobil.hu/pneumobile_2017/announcement_for_the_competition (7.04.2017)
2. „Engineering Toolbox“, [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d_1303.html. (12.03.2017).
3. Türk, H. (2016) „Computational physics project,“ (kursusetöö) University of Tartu, Tartu.
4. „Engineering Toolbox“, [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html. (11.03.2017)
5. Fischer, U., Heinzler, M., Näher, F., Paetzold, H., Gomerlinger, R., Kilgus, R., Oesterle, S., Stephan, A. (2008). Mechanical and Metal Trades Handbook, GmbH & Co., Haan-Gruiten, 448pp.
6. Türk, K. (2016) „Pneumosõiduki astmevaba jõuülekande projekt“ (Bakalaureusetöö), Eesti Maaülikooli Tehnikainstituut, Tartu.
7. „Type DZ right angle gearbox catalogue“, [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: http://hud.powerbelt.eu/dz_right_angle_gearbox_catalogue.pdf (12.05.2017)
8. Riives, E. (1987). Hammasülekanded. Tugevusarvutus. Valgus. 191 lk.
9. „Meadinfo“, [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: <http://www.meadinfo.org/2015/08/s355-steel-properties.html> (12.05.2017)
10. Noorem, M. (2015) „Pneumaatilise radiaalmootori projekt“ (Rakenduskõrghariduse töö), Eesti Maaülikool Tartu Tehnikakolledž, Tartu.
11. Flow Waterjet, Mach 4 C, [Võrgumaterjal]. Kättesaadav: <http://www.flowwaterjet.pl/getattachment/Machines/Mach-4c/Mach-4c-Series.pdf.aspx> (28.03.2017).

LISAD

Lisa A. Lihtlitsents

Lihtlitsent lõputöö salvestamiseks ja üldsusele kättesaadavaks tegemiseks ning juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Mina, Marten Noorem,

(*autori nimi*)

sünniaeg 12.04.1991,

1. annan Eesti Maaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud lõputöö

Pneumaatilise radiaalmootori projekt

(*lõputöö pealkiri*)

mille juhendaja(d) on Aare Aan,

(*juhendaja(te) nimi*)

1.1. salvestamiseks säilitamise eesmärgil,

1.2. digiarhiivi DSpace lisamiseks ja

1.3. veebikeskkonnas üldsusele kättesaadavaks tegemiseks

kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;

2. olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile;

3. kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest tulenevaid õigusi.

Lõputöö autor _____

(*allkiri*)

Tartu, _____

(*kuupäev*)

Juhendaja(te) kinnitus lõputöö kaitsmisele lubamise kohta

Luban lõputöö kaitsmisele.

(*juhendaja nimi ja allkiri*) (*kuupäev*)

(*juhendaja nimi ja allkiri*) (*kuupäev*)

Lisa B. Pneumobiil T1



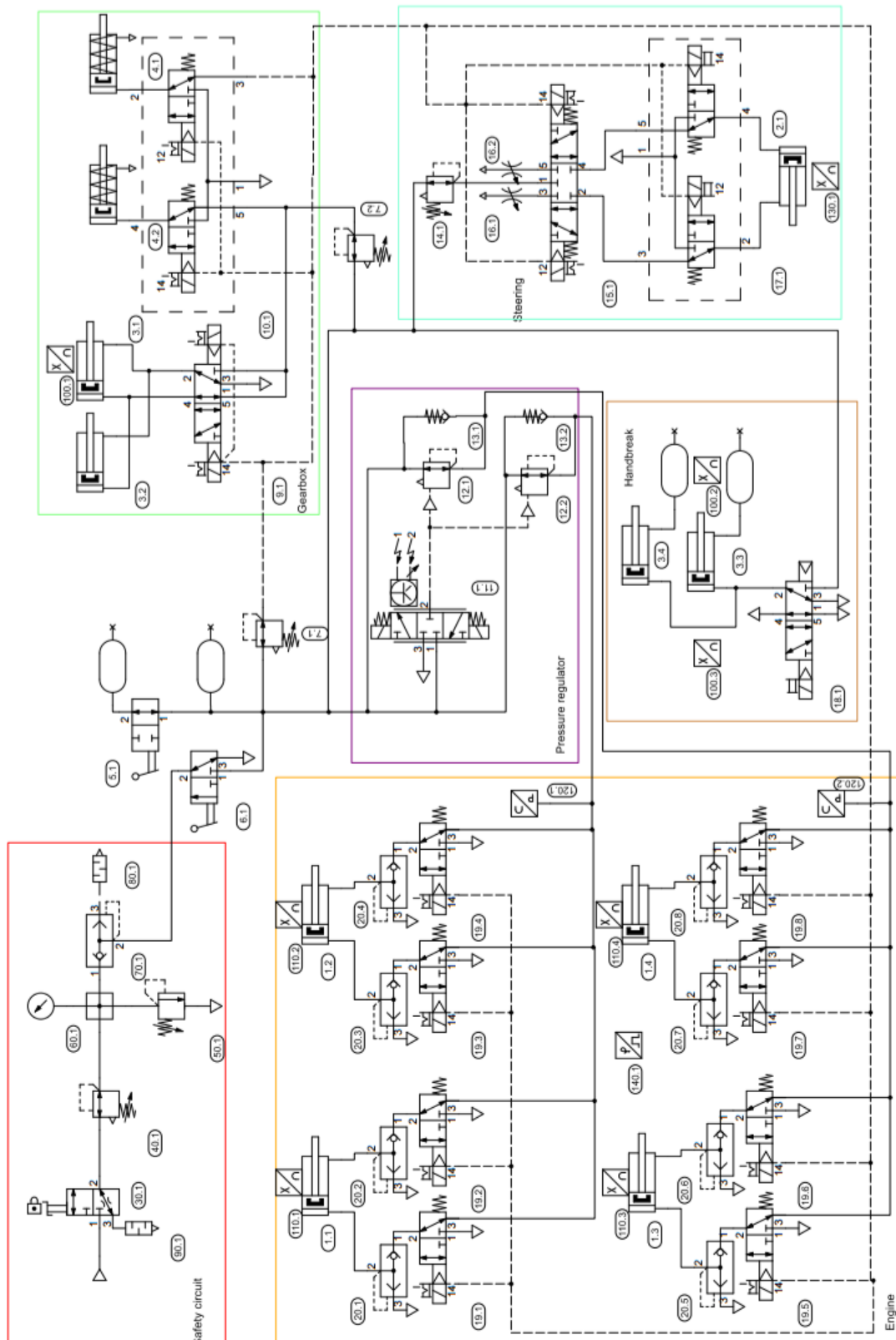
Joonis B1 Pneumobiil T1 - 2015



Joonis B2 Pneumobiil T1 - 2016



Joonis B3 Pneumobiil T1 - 2017



Lisa D. Tehnilised joonised